

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

NGUYỄN HUỲNH THI

NGHIÊN CỨU VÀ CHẾ TẠO THỬ NGHIỆM ĐỘNG CƠ ĐỐT
TRONG KHÔNG TRỤC KHUỖY

LUẬN ÁN TIẾN SĨ

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 3/2025

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

NGUYỄN HUỲNH THI

**NGHIÊN CỨU VÀ CHẾ TẠO THỬ NGHIỆM ĐỘNG CƠ ĐỐT
TRONG KHÔNG TRỤC KHUỶU**

NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC - 9520116

Người hướng dẫn khoa học 1: PGS.TS. HUỲNH THANH CÔNG

Người hướng dẫn khoa học 2: TS. NGUYỄN VĂN TRẠNG

Phản biện 1:

Phản biện 2:

Phản biện 3:

Tp. Hồ Chí Minh, tháng 3/2025

QUYẾT ĐỊNH

Về việc đổi tên luận án cho nghiên cứu sinh khóa 2017

HIỆU TRƯỞNG TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 426/TTg ngày 27 tháng 10 năm 1976 của Thủ tướng Chính phủ về một số vấn đề cấp bách trong mạng lưới các trường đại học và Quyết định số 118/2000/QĐ-TTg ngày 10 tháng 10 năm 2000 của Thủ tướng Chính phủ về việc tổ chức lại Đại học Quốc gia Thành Phố Hồ Chí Minh, tách Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh trực thuộc Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Căn cứ Quyết định số 70/2014/QĐ-TTg ngày 10 tháng 12 năm 2014 của Thủ tướng Chính phủ về việc ban hành Điều lệ trường Đại học;

Căn cứ Quyết định số 937/QĐ-TTg ngày 30 tháng 6 năm 2017 về việc phê duyệt đề án thí điểm đổi mới cơ chế hoạt động của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh;

Căn cứ Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc Ban hành Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ;

Căn cứ Thông tư số 05/2012/TT-BGDĐT ngày 15/02/2012 của Bộ Giáo dục và Đào tạo về việc sửa đổi, bổ sung một số điều của Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ ban hành kèm theo Thông tư số 10/2009/TT-BGDĐT ngày 07/5/2009 của Bộ trưởng Bộ Giáo dục và Đào tạo;

Xét nhu cầu công tác và khả năng cán bộ;

Xét đề nghị của nghiên cứu sinh và Trường phòng Đào tạo,

QUYẾT ĐỊNH

Điều 1. Đổi tên luận án tiến sĩ cho:

Nghiên cứu sinh : *Nguyễn Huỳnh Thi*

Ngành : Kỹ thuật cơ khí động lực Khoa: 2017 - 2020

Tên luận án mới : *Nghiên cứu và chế tạo thử nghiệm động cơ đốt trong không trực khuỷu*

Người HD thứ nhất (HD chính): *PGS.TS. Huỳnh Thanh Công*

Người HD thứ hai : *TS. Nguyễn Văn Trọng*

Thời gian thực hiện : *17/5/2017 đến 17/5/2020*

Điều 2. Giao cho Phòng Đào tạo quản lý, thực hiện theo đúng Quy chế đào tạo trình độ tiến sĩ của Bộ Giáo dục & Đào tạo đã ban hành.

Điều 3. Trường các đơn vị: phòng Đào tạo, khoa quản ngành, phòng KHTC và các Ông (Bà) có tên ở Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành quyết định này.

Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký.

Nơi nhận:

- BGH (để chỉ đạo);
- Như điều 3;
- Lưu: VT, ĐT (3b).


HIỆU TRƯỞNG
TRƯỜNG
ĐẠI HỌC SƯ PHẠM
KỸ THUẬT
TP. HỒ CHÍ MINH
PGS.TS. Đỗ Văn Dũng

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM

Độc lập – Tự do – Hạnh phúc

LÝ LỊCH CÁ NHÂN

I. LÝ LỊCH SƠ LƯỢC

Họ và tên: NGUYỄN HUỲNH THI Giới tính: NAM

Ngày, tháng, năm sinh: 01/01/1977; Nơi sinh: Tiền Giang

Quê quán: Ấp 1, xã Tam Hiệp, huyện Châu Thành, tỉnh Tiền Giang; Dân tộc: Kinh.

Học vị cao nhất: Thạc sĩ; Năm, nước nhận học vị: 2007

Chức danh khoa học cao nhất: Giảng viên chính; Năm bổ nhiệm: 2023

Chức vụ (hiện tại hoặc trước khi nghỉ hưu): Phó trưởng Khoa Kỹ thuật Công nghệ.

Đơn vị công tác (hiện tại hoặc trước khi nghỉ hưu): Trường Đại học Tiền Giang

Chỗ ở riêng hoặc địa chỉ liên lạc: Ấp 1, xã Tam Hiệp, huyện Châu Thành, tỉnh Tiền Giang.

Điện thoại liên hệ: CQ:NR:DD: 0918422567

Fax:E-mail:

Số CCCD: 082077007374 Ngày cấp: 22/12/2021 Nơi cấp: Cục trưởng cục cảnh sát quản lý hành chính về trật tự xã hội.

II. QUÁ TRÌNH ĐÀO TẠO

1. Đại học:

Hệ đào tạo: Chính quy

Nơi đào tạo: Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh.

Ngành học: Cơ khí Động lực

Nước đào tạo: Việt Nam Năm tốt nghiệp: 2001

Bằng đại học 2: Ngôn ngữ Anh Năm tốt nghiệp: 2021

2. Sau đại học

- Thạc sĩ chuyên ngành: Công nghệ ô tô Năm cấp bằng: 2007

Nơi đào tạo: Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh

3. Ngoại ngữ: 1 Anh Văn

Mức độ sử dụng: Cử nhân Ngôn ngữ
Anh

III. QUÁ TRÌNH CÔNG TÁC CHUYÊN MÔN

Thời gian	Nơi công tác	Công việc đảm nhiệm
12/2001-5/2005	Trường Cao đẳng Cộng đồng Tiền Giang	Giảng viên
6/2005-8/2007	Trường Đại học Tiền Giang	Giảng viên
9/2007-8/2012	Trường Đại học Tiền Giang	Trưởng Bộ môn cơ khí
9/2012-12/2015	Trường Đại học Tiền Giang	Phó trưởng phòng Quản lý đào tạo
1/2016-12/2020	Trường Đại học Tiền Giang	Phó trưởng khoa Kỹ thuật Công nghiệp
2021 đến nay	Trường Đại học Tiền Giang	Phó trưởng khoa Kỹ thuật Công nghệ

TP Hồ Chí Minh, ngày tháng năm 2025

Người khai ký tên
(Ghi rõ chức danh, học vị)

Nguyễn Huỳnh Thi

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là công trình do tôi nghiên cứu. Các số liệu, kết quả được trình bày trong luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác, các dữ liệu tham khảo được trích dẫn đầy đủ.

TP.Hồ Chí Minh, ngày tháng năm 2025

Tác giả luận án

Nguyễn Huỳnh Thi

LỜI CẢM ƠN

Trong quá trình học tập và nghiên cứu luận án tiến sĩ “Nghiên cứu và chế tạo thử nghiệm động cơ đốt trong không trực khuỷu”, tôi đã nhận được sự giúp đỡ của quý thầy cô và các bạn đồng nghiệp. Với lòng kính trọng và biết ơn sâu sắc tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành tới:

Ban Giám hiệu, Phòng Đào tạo Sau đại học, Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Thành phố Hồ Chí Minh, đặc biệt là Phó Giáo sư – Tiến sĩ Huỳnh Thanh Công và Giảng viên chính – Tiến sĩ Nguyễn Văn Trọng. Sự động viên, hướng dẫn tận tình của quý thầy trong suốt quá trình thực hiện luận án Tiến sĩ đã là nguồn động lực vô cùng lớn đối với tôi. Nhờ những kiến thức chuyên sâu và kinh nghiệm phong phú mà quý thầy truyền đạt, tôi đã hoàn thành đề tài một cách tốt đẹp.

Gửi tới gia đình và bạn bè, những người đã ủng hộ và động viên tôi trong suốt quá trình làm việc với dự án này.

Xin chân thành cảm ơn và chúc quý thầy cô mạnh khỏe và thành đạt.

TÓM TẮT

Hiện nay, động cơ đốt trong không trục khuỷu (Free Piston Engine - FPE) được đánh giá là một trong những loại động cơ có tiềm năng vượt trội về hiệu suất nhiệt so với các động cơ đốt trong truyền thống. Điểm khác biệt cốt lõi của FPE nằm ở việc loại bỏ cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền và không cố định vị trí điểm chết trên của piston. Thiết kế này mang lại nhiều lợi ích quan trọng, bao gồm khả năng linh hoạt thay đổi tỷ số nén, giảm thiểu ma sát nhờ giảm số lượng chi tiết cơ khí, đơn giản hóa cấu trúc động cơ và tối ưu hóa hiệu quả của quá trình cháy. Tuy nhiên, mặc dù sở hữu những ưu điểm nổi bật, FPE vẫn phải đối mặt với một số thách thức kỹ thuật đáng kể, đặc biệt là vấn đề khởi động và điều khiển chính xác quá trình vận hành.

Trong bối cảnh đó, luận án này giới thiệu một nguyên mẫu động cơ FPE kép, hai kỳ, hai xy lanh, sử dụng nhiên liệu xăng kết hợp hệ thống đánh lửa cưỡng bức. Hệ thống này được thiết kế tích hợp cơ chế điều khiển điện tử, đảm nhiệm các chức năng quan trọng như khởi động, đánh lửa và phun nhiên liệu. Khác biệt so với các nghiên cứu trước đây về hệ thống khởi động động cơ FPE, luận án phát triển mới cơ cấu khởi động cơ khí dựa trên phương pháp khởi động cộng hưởng cơ học. Phương pháp này không chỉ giảm sự phụ thuộc vào các thiết bị điện tử phức tạp mà còn tăng cường tính ổn định và hiệu quả trong quá trình khởi động.

Kết quả thử nghiệm ban đầu cho thấy hệ thống đạt được áp suất nén khởi động 4 bar trong khoảng thời gian 1,4 giây, một mức áp suất đủ để kích hoạt quá trình cháy diễn ra hiệu quả. Những thí nghiệm thực tế đã chứng minh rằng mô hình FPE với cơ cấu khởi động cơ khí có thể hoạt động thành công, đáp ứng các yêu cầu về tốc độ khởi động, độ ổn định và tính tin cậy. Đây là một bước tiến đáng ghi nhận, cho thấy cơ cấu khởi động cơ khí hoàn toàn có khả năng thay thế các phương pháp sử dụng động cơ điện tuyến tính. Ngoài ra, nguyên mẫu FPE kép được thiết kế không chỉ để thử nghiệm khởi động mà còn nhằm nghiên cứu các đặc tính vận hành quan trọng của động cơ. Những nghiên cứu

này bao gồm các thông số như lượng nhiên liệu phun, vị trí và tốc độ dịch chuyển của piston, gia tốc piston, cũng như áp suất cháy sinh ra sau quá trình đánh lửa. Kết quả cho thấy mô hình này có thể vận hành liên tục trong hơn 10 giây, minh chứng cho tính khả thi và độ tin cậy của hệ thống.

Những phương pháp và kết quả nghiên cứu được trình bày trong luận án này không chỉ tạo cơ sở khoa học cho việc thiết kế, mô hình hóa và điều khiển FPE mà còn mở ra hướng nghiên cứu mới, góp phần phát triển các hệ thống động cơ đốt trong tiên tiến. Các phát hiện này sẽ là nền tảng quan trọng cho những nghiên cứu và ứng dụng trong tương lai, đặc biệt là nâng cao hiệu suất sử dụng năng lượng và giảm thiểu tác động môi trường.

ABSTRACT

Currently, the Free Piston Engine (FPE) is considered one of the internal combustion engines with outstanding potential for thermal efficiency compared to traditional internal combustion engines. The core distinction of the FPE lies in its elimination of the crankshaft-connecting rod mechanism and the absence of a fixed top dead center for the piston. This design offers significant advantages, including the flexibility to adjust the compression ratio, reduced friction due to fewer mechanical components, simplified engine structure, and enhanced combustion efficiency. However, despite these notable advantages, the FPE still faces considerable technical challenges, particularly in the areas of starting and precise control during operation.

In this context, this dissertation introduces a prototype dual-cylinder, two-stroke FPE operating on gasoline and featuring a spark-ignition system. This system integrates an electronic control mechanism responsible for key functions such as starting, ignition, and fuel injection. Different from previous studies on a starting system of FPE, the thesis develops a new mechanical starting mechanism based on the mechanical resonance starting method. This approach not only reduces reliance on complex electronic devices but also enhances stability and efficiency during the starting process.

Initial experimental results show that the system achieves a starting compression pressure of 4 bar within approximately 1.4 seconds, a sufficient level to initiate efficient combustion. Practical tests have demonstrated that the FPE model with a mechanical starting mechanism operates successfully, meeting stringent requirements for starting speed, stability, and reliability. This marks a significant breakthrough, indicating that mechanical starting mechanisms can fully replace methods that use linear electric motors.

Furthermore, the dual-cylinder FPE prototype was designed not only to facilitate starting experiments but also to study the engine's key operating characteristics. These

investigations include parameters such as fuel injection quantity, piston displacement and velocity, piston acceleration, and combustion pressure generated after ignition. Results indicate that the model can operate continuously for more than 10 seconds, demonstrating the feasibility and reliability of the system.

The methods and findings presented in this dissertation not only provide a scientific foundation for the design, modeling, and control of FPEs but also open new research directions, contributing to the development of advanced internal combustion engine systems. These discoveries will serve as an important basis for future research and applications, particularly in improving energy efficiency and minimizing environmental impacts.

MỤC LỤC

TÓM TẮT.....	vi
ABSTRACT	viii
MỤC LỤC	x
DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT	xiv
DANH MỤC KÝ HIỆU TOÁN HỌC	xvi
DANH SÁCH CÁC HÌNH.....	xx
DANH SÁCH CÁC BẢNG.....	xxiv
MỞ ĐẦU.....	1
1. Lý do chọn đề tài	1
2. Mục đích nghiên cứu của luận án	2
3. Đối tượng nghiên cứu.....	3
4. Phạm vi nghiên cứu.....	3
5. Phương pháp nghiên cứu.....	3
6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án	4
7. Cấu trúc luận án.....	4
Chương 1	6
TỔNG QUAN.....	6
1.1. Lịch sử ra đời của động cơ không trục khuỷu.....	6
1.2. Đánh giá ưu và nhược điểm của động cơ không trục khuỷu	6
1.3. Động cơ không trục khuỷu phát điện tuyến tính	8
1.4. Tình hình nghiên cứu liên quan đến đề tài	9

1.4.1. Đánh giá cấu hình piston.....	9
1.4.2. Nghiên cứu khởi động FPE.....	21
1.5. Thiết lập hướng nghiên cứu	27
1.6. Kết luận chương 1	29
Chương 2	30
CƠ SỞ LÝ THUYẾT	30
2.1. Động lực học động cơ không trục khuỷu	30
2.2. Quá trình cháy trong động cơ đánh lửa cưỡng bức.....	38
2.2.1. Hệ nhiệt động động cơ đốt trong.....	38
2.2.2. Chu trình nhiệt động động cơ đánh lửa cưỡng bức	40
2.3. Mục tiêu mô phỏng.....	41
2.4. Động lực học của mô hình FPE.....	42
2.5. Mô hình áp suất cháy trong xylanh	44
2.6. Kết luận chương 2	48
Chương 3	50
NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ ĐỐT	
TRONG KHÔNG TRỤC KHUỶU FPE.....	50
3.1. Các thông số cơ bản của động cơ.....	50
3.1.1. Mô tả nguyên lý làm việc	52
3.1.2. Phương pháp điều khiển chu trình nhiệt động lực học hai kỳ.....	53
3.2. Nguyên lý khởi động của mô hình FPE.....	53
3.3. Các bộ phận chính của mô hình.....	56

3.3.1. Cụm piston – xy lanh.....	56
3.3.2. Khoang nạp	57
3.3.3. Cơ cấu chống xoay	59
3.3.4. Trục chính	60
3.3.5. Cơ cấu giới hạn hành trình	61
3.4. Thiết kế hệ thống khởi động cơ khí cho mô hình FPE	63
3.4.1. Tính toán áp suất cuối quá trình nén khởi động	63
3.4.2. Cụm trục bánh lệch tâm và cơ cấu Culit.....	66
3.4.3. Chọn động cơ điện khởi động.....	67
3.5. Điều khiển mô hình FPE.....	71
3.5.1. Nguyên lý điều khiển của mô hình FPE	71
3.5.2. Hệ thống điều khiển khởi động và đánh lửa	73
3.5.3. Điều khiển hệ thống phun nhiên liệu	79
3.6. Mô phỏng quá trình cháy trong quá trình khởi động FPE	82
3.6.1. Mục đích và phạm vi mô phỏng	82
3.6.2. Thực nghiệm áp suất đầu vào cho mô phỏng.....	84
3.6.3. Kết quả mô phỏng.....	85
3.7. Kết luận chương 3	90
Chương 4	92
NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM.....	92
4.1. Mục đích và phạm vi thực nghiệm	92
4.2. Bố trí mô hình thực nghiệm.....	93

4.3. Xác định lượng nhiên liệu phun	95
4.3.1. Thực nghiệm nhiên liệu phun	95
4.3.2. Thực nghiệm tỷ lệ A/F	99
4.4. Kết quả thực nghiệm	100
4.4.1. Quá trình khởi động	100
4.4.2. Quá trình hoạt động	102
4.5. Hệ số biến thiên COV	108
4.6. So sánh giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm	110
4.7. Kết luận chương 4	111
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN	113
1. Kết luận	113
2. Đóng góp của luận án	114
3. Hướng phát triển	114
TÀI LIỆU THAM KHẢO	115
PHỤ LỤC	123

DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT

AFR	Air Fuel Ratio	Tỉ số A/F
BIT	Beijing Institute of Technology	Viện Kỹ thuật Beijing
CI	Compression Ignition	Đánh lửa do nén
CTU	Czech Technical University	Đại học Kỹ thuật Czech
ĐCT	Điểm Chết Trên	
ĐCD	Điểm Chết Dưới	
ĐGHT	Điểm giới hạn trên	
ĐGHD	Điểm giới hạn dưới	
EM	Electromagnetic Force	Lực điện từ
ECU	Engine Control Unit	Bộ điều khiển trung tâm
EVC	Exhaust Valve Close	Điểm đóng xú-páp xả
EVO	Exhaust Valve Open	Điểm mở xú-páp xả
FPEG	Free piston engine generator	Máy phát điện động cơ tuyến tính
FPLE	Free Piston Linear Engine	Động cơ tuyến tính không trục khuỷu
FPE	Free Piston Engine	Động cơ không trục khuỷu
FP	Free Piston	
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	Tự cháy hỗn hợp đồng nhất
LEM	Linear Electric Machine	Máy điện tuyến tính
NU	Newcastle University	Đại học Newcastle
PM	Permanent Magnetic	Từ tính vĩnh cửu
PID	Proportional Integral Derivative	Bộ điều khiển vi tích phân tỉ lệ
SPFPLE	Single Piston Free Piston Engine	Động cơ piston đơn tự do

SI	Spark Ignition	Đánh lửa cưỡng bức
SISO	Single Input Single Output	Đầu vào đầu ra đơn
SNL	Sandia National Laboratory	Phòng thí nghiệm quốc gia Sandia
TI	Transistorized Ignition System	Hệ thống đánh lửa bóng bán dẫn
WVU	West Virginia University	Đại học West Virginia

DANH MỤC KÝ HIỆU TOÁN HỌC

Kí hiệu	Đơn vị tính	Diễn giải
F_{cy}	N	Lực khí thể tác dụng lên xylanh
F_{cyl}	N	Lực khí thể tác dụng lên xylanh trái
F_{cyr}	N	Lực khí thể tác dụng lên xylanh phải
F_f	N	Lực ma sát
C_f	-	Hệ số ma sát
F_{cog}	N	Lực từ trường máy phát điện tuyến tính
C_e	-	Hệ số ma sát điện từ
m	kg	Khối lượng của bộ phận chuyển động trong xylanh
p	bar	Áp suất khí trong xylanh
S	m^2	Diện tích của xylanh
D	m	Đường kính của xylanh
U	kJ	Năng lượng bên trong buồng đốt
Q_c	J	Nhiệt lượng tỏa ra khi nhiên liệu cháy
Q_h	J	Nhiệt lượng truyền trong buồng đốt
H_i	kJ	Entanpi của khí nạp
H_o	kJ	Entanpi của khí thải
H_l	kJ	Entanpi của khí thất thoát
m_{air}	kg	Khối lượng không khí
m_f	kg	Khối lượng nhiên liệu

C_v	J/kg.K	Nhiệt dung riêng đẳng tích
C_p	J/kg.K	Nhiệt dung riêng đẳng áp
T	K	Nhiệt độ động cơ
R	-	Hằng số khí lý tưởng
γ	-	Tỷ lệ nhiệt riêng
ψ	kg	Khối lượng nhiên liệu bị đốt cháy
a	%	Phần trăm tiêu hao nhiên liệu
b	-	Hệ số chất lượng cháy
t_d	s	Thời gian cháy
t_s	s	Thời điểm bắt đầu quá trình cháy
Q_{in}	K	Tổng nhiệt lượng đầu vào cho mỗi xylanh trong một chu kỳ
LHV	MJ/kg	Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (Lower Heating Value)
\dot{Q}_{ht}	J/s	Tốc độ dòng nhiệt
h	w/m ²	Hệ số truyền nhiệt
S_{cyl}	m ²	Diện tích bề mặt trong xylanh tiếp xúc với hỗn hợp không khí – nhiên liệu
T_w	K	Nhiệt độ trung bình bề mặt của thành xylanh.
\underline{v}	m/s	Vận tốc trung bình của piston
v	m/s	Vận tốc của piston
V	cm ³	Thể tích tức thời của xylanh
V_a	cm ³	Thể tích nạp

V_c	cm^3	Thể tích buồng cháy
V_h	cm^3	Thể tích công tác
ε	-	Tỷ số nén động cơ
x	mm	Chuyển vị của piston
A	mm	Biên độ dao động nửa hành trình piston
f	Hz	Tần số
P_{cyl}	bar	Áp suất cháy trong xy lanh trái
P_{cyr}	bar	Áp suất cháy trong xy lanh phải
a	m/s^2	Gia tốc piston
F_{sl}	N	Lực nén trong xy lanh bên trái
F_{sr}	N	Lực nén trong xy lanh bên phải
P_{lcp}	bar	Áp suất nén trong xy lanh trái
P_{rep}	bar	Áp suất nén trong xy lanh phải
x_b	kg	Khối lượng nhiên liệu bị đốt cháy
C_d	%	Tỉ lệ thời gian cháy
S_{ht}	mm	Hành trình dịch chuyển lớn nhất của piston
S_{min}	mm	Là khoảng cách từ điểm đặt cơ cấu giới hạn hành trình đến điểm giới hạn trên (piston va chạm đỉnh xy lanh)
S_t	mm	Là khoảng cách mà piston bắt đầu đóng cửa quét đến điểm giới hạn trên
S_e	mm	Là khoảng cách mà piston bắt đầu đóng cửa nạp đến điểm giới hạn trên
S_{kd}	mm	Là hành trình dịch chuyển của piston từ điểm giới hạn dưới

		đến điểm piston đổi chiều ở giai đoạn khởi động
D_t	mm	Chiều rộng cửa quét
D_e	mm	Chiều cao cửa thải
$P_{a'}$	bar	Áp suất cuối quá trình nạp
P_r	bar	Áp suất khí sót
P_0	bar	Áp suất khí quyển tại mực nước biển
$T_{a'}$	K	Nhiệt độ cuối quá trình nạp
T_r	K	Nhiệt độ khí sót
ΔT	K	Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới
γ_r	-	Hệ số khí sót
n_1	-	Chỉ số nén đa biến trung bình
α	độ	Góc lắc của cơ cấu khởi động
H	mm	Khoảng cách giữa trục trung gian và trục bánh lệch tâm
M_{tg}	Nm	R_{cmax} là khoảng cách từ trục trung gian đến tâm chốt lệch tâm
R_{tg}	m	Bán kính vòng chia của bánh răng định vị
R_c	m	Bán kính quay chốt lệch tâm
F_{btl}	N	Lực kéo tại bánh lệch tâm
R_{cmax}	m	khoảng cách từ trục trung gian đến tâm chốt lệch tâm (theo phương tiếp tuyến)
M_{kd}	Nm	Mô men khởi động
i_{kd}	-	Tỉ số truyền (khởi động)
Z_1	-	Số răng đĩa xích dẫn động
Z_2	-	Số răng đĩa xích bị dẫn
n_{kd}	vòng/phút	Số vòng quay động cơ điện khởi động

DANH SÁCH CÁC HÌNH

HÌNH	TRANG
Hình 1.1: Sơ đồ của nguyên mẫu của Toyota.....	9
Hình 1.2: Kết quả thực nghiệm của Toyota.....	10
Hình 1.3: FPEG piston kép đánh lửa bằng tia lửa điện của WVU	11
Hình 1.4: Đồ thị P-V của WVU	12
Hình 1.5: Nguyên mẫu FPEG sử dụng nhiên liệu diesel của WVU	13
Hình 1.6: Nguyên mẫu FPEG của BIT	14
Hình 1.7: Cấu hình FP3 của Australia.....	15
Hình 1.8: Nguyên mẫu FPEG của CTU.....	15
Hình 1.9: Sơ đồ hệ thống thí nghiệm tại Đại học Ulsan	16
Hình 1.10: Nguyên mẫu FPEG piston đối xứng của SNL	17
Hình 1.11: FPEG bốn kỳ do BIT phát triển.....	18
Hình 1.12: Kết quả kiểm tra FPEG bốn kỳ của BIT	19
Hình 1.13: Sơ đồ logic và vị trí piston của Đại học Công nghệ Séc	22
Hình 1.14: Kết quả thực nghiệm áp suất trong xy lanh.....	23
Hình 1.15: Phương pháp kiểm soát quá trình khởi động của Đại học Kebangsaan.....	24
Hình 1.16: Sơ đồ định hướng nghiên cứu	28
Hình 2.1: Biểu đồ quan hệ vận tốc và chuyển vị piston giữa động cơ truyền thống và FPLE.....	31
Hình 2.2: Biểu đồ quan hệ vận tốc và gia tốc giữa động cơ truyền thống và FPLE.....	31
Hình 2.3: Biểu đồ vận tốc piston với các loại nhiên liệu	33
Hình 2.4: Biểu đồ quan hệ vận tốc và vị trí piston khi có lò xo.....	33
Hình 2.5: Mô hình các lực tác dụng lên cơ cấu chuyển động tịnh tiến.....	34
Hình 2.6: Nhiệt động lực học bên trong xy lanh.....	36
Hình 2.7: Mô hình hệ nhiệt động tổng quát động cơ đốt trong	39

Hình 2.8: Mô hình nhiệt động học động cơ đánh lửa cưỡng bức	40
Hình 2.9: Mô hình FPE nghiên cứu trong luận án	42
Hình 2.10: Sơ đồ động lực học FPE.....	43
Hình 2.11: Lưu đồ mô phỏng áp suất trong xy lanh sau thời điểm đánh lửa.....	46
Hình 2.12: Mô hình áp suất cháy trong xy lanh Matlab Simulink.....	47
Hình 2.13: Khối điều khiển quá trình cháy-giãn nở Matlab Simulink.....	47
Hình 2.14: Quá trình cháy giãn nở Matlab Simulink.....	48
Hình 2.15: Khối lượng nhiên liệu đốt cháy.....	48
Hình 3.1: Sơ đồ nguyên lý của FPE	51
Hình 3.2: Cơ cấu Culit	55
Hình 3.3: Cơ cấu khởi động mẫu FPLE	55
Hình 3.4: Bản vẽ piston – xy lanh động cơ	57
Hình 3.5: Cụm khoang nạp	59
Hình 3.6: Cụm cơ cấu chống xoay	60
Hình 3.7: Cụm trục chính.....	61
Hình 3.8: Bộ giới hạn hành trình.....	62
Hình 3.9: Cấu trúc cụm piston – xy lanh.....	63
Hình 3.10: Sơ đồ tính góc lắc trục trung gian	66
Hình 3.11: Sơ đồ tính khoảng cách trục bánh lệch tâm	67
Hình 3.12: Sơ đồ kết cấu mô hình FPE.....	70
Hình 3.13: Sơ đồ nguyên lý điều khiển mô hình FPE.....	72
Hình 3.14: Hệ thống điều khiển mô hình FPE	72
Hình 3.15: Phương pháp điều khiển mô hình FPE	73
Hình 3.16: Sơ đồ mạch điện điều khiển khởi động.....	75
Hình 3.17: Sơ đồ mạch điện điều khiển đánh lửa	77
Hình 3.18: Sơ đồ nguyên lý đánh lửa.....	78
Hình 3.19: Sơ đồ thuật toán điều khiển khởi động và đánh lửa.....	79

Hình 3.20: Hệ thống điều khiển phun nhiên liệu	80
Hình 3.21: Lưu đồ thuật toán điều khiển hệ thống phun nhiên liệu	81
Hình 3.22: Giao diện điều khiển phun nhiên liệu - đánh lửa trên phần mềm Labview	82
Hình 3.23: Đồ thị thời gian đạt áp suất khởi động với các tần số khác nhau.....	84
Hình 3.24: Thời gian chuyển động của piston trong quá trình khởi động	86
Hình 3.25: Vận tốc và chuyển vị của piston trong quá trình khởi động	86
Hình 3.26: Vận tốc và gia của piston trong quá trình khởi động	87
Hình 3.27: Kết quả mô phỏng áp suất xy lanh với lượng phun nhiên liệu 2 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz.....	88
Hình 3.28: Kết quả mô phỏng áp suất xy lanh với lượng phun nhiên liệu 3 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz.....	89
Hình 3.29: Kết quả mô phỏng áp suất xy lanh với lượng phun nhiên liệu 4 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz.....	89
Hình 3.30: Phần trăm nhiên liệu cháy	90
Hình 4.1: Sơ đồ bố trí thí nghiệm.....	93
Hình 4.2: Mô hình thí nghiệm FPE	94
Hình 4.3: Cảm biến AVL-ZF43	95
Hình 4.4: Sơ đồ thực toán thử nghiệm lượng nhiên liệu phun.....	96
Hình 4.5: Sơ đồ thực toán thử nghiệm lượng nhiên liệu phun.....	97
Hình 4.6: Số lần phun nhiên liệu trong 5 giây	97
Hình 4.7: Khối lượng nhiên liệu phun được trong 5 giây	98
Hình 4.8: Lượng nhiên liệu phun theo thời gian.....	98
Hình 4.9: Thực nghiệm tỷ lệ A/F	100
Hình 4.10: Áp suất khởi động	101
Hình 4.11: Quá trình chuyển giao chế độ khởi động và hoạt động.....	101
Hình 4.12: Quan hệ giữa áp suất cực đại, điểm đánh lửa và điểm đổi chiều piston trong quá trình cháy đầu tiên	102

Hình 4.13 (a,b): Áp suất trong xy lanh và vị trí của piston	104
Hình 4.14: Điện áp cuộn sơ cấp và áp suất trong xy lanh.....	104
Hình 4.15: Quan hệ giữa áp suất cực đại, điểm đánh lửa và điểm đổi chiều piston trong quá trình hoạt động.....	105
Hình 4.16: Áp suất trong xy lanh trong 5 chu kỳ liên tục	106
Hình 4.17: Sơ đồ so sánh áp suất trong xy lanh theo chuyển vị piston trong 5 chu kỳ liên tục	106
Hình 4.18: Khối lượng nhiên liệu phun và tần số ở chế độ hoạt động	107
Hình 4.19: Quá trình hoạt động trong 10 s của mô hình FPE.....	108
Hình 4.20: Số chu kỳ ứng với áp suất đỉnh trong xy lanh.....	109
Hình 4.21: Số chu kỳ ứng với áp suất đỉnh trong xy lanh.....	110

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 1.1: Các kiểu động cơ không trực khuỷu	19
Bảng 3.1: Thông số kỹ thuật của động cơ nghiên cứu	52
Bảng 3.2: Các thông số mô phỏng quá trình đánh lửa	83
Bảng 4.1: Thông số kỹ thuật của cảm biến AVL-ZF43	95
Bảng 4.2: Thông số hóa lý của xăng A95 (RON 95)	99
Bảng 4.3: So sánh kết quả thực nghiệm và mô phỏng	111

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Dưới tác động của quá trình công nghiệp hóa và hiện đại hóa, nền kinh tế Việt Nam đang trải qua giai đoạn tăng trưởng mạnh mẽ. Tuy nhiên, sự phát triển này cũng kéo theo nhiều tác động đa chiều đối với xã hội. Trong số các yếu tố ảnh hưởng lớn, hệ thống giao thông đóng vai trò quan trọng trong việc thúc đẩy tăng trưởng kinh tế, nhưng đồng thời cũng góp phần tạo ra các vấn đề về môi trường và sức khỏe cộng đồng. Một trong những thách thức nổi bật hiện nay là tìm kiếm các giải pháp nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng và giảm thiểu tác động tiêu cực đến môi trường. Điều này trở nên đặc biệt cấp thiết trong bối cảnh ô nhiễm môi trường ngày càng gia tăng. Do đó, nghiên cứu các giải pháp cải thiện hiệu suất năng lượng và bảo vệ môi trường là một trong những vấn đề trọng tâm, đòi hỏi sự quan tâm sâu sát từ các cơ quan chức năng và giới nghiên cứu khoa học.

Trong bối cảnh hiện nay tại Việt Nam, các phương tiện giao thông thân thiện với môi trường như ô tô điện vẫn đang phải đối mặt với một số hạn chế: (1) Kích thước và trọng lượng pin lớn: Hệ thống pin của ô tô điện thường có kích thước lớn và trọng lượng đáng kể, chiếm nhiều không gian trên xe và làm giảm khả năng chứa hành lý. Điều này có thể ảnh hưởng đến tính tiện dụng của xe, đặc biệt khi chở thêm hàng hóa hoặc nhiều hành khách; (2) Hạn chế về phạm vi di chuyển: Quãng đường di chuyển cho một lần sạc đầy pin hiện còn hạn chế, với mức trung bình chỉ khoảng 500 km. Điều này vẫn còn kém xa so với các phương tiện chạy bằng nhiên liệu hóa thạch, gây trở ngại cho những chuyến đi dài; (3) Thời gian sạc kéo dài: Ngay cả khi sử dụng các trạm sạc nhanh, thời gian cần để sạc đầy pin vẫn kéo dài khoảng 1 giờ, trong khi đó sạc thông thường mất từ 4 đến 6 giờ. Sau mỗi lần sử dụng khoảng vài giờ, pin lại cần được sạc lại, gây bất tiện cho người dùng, đặc biệt trong các tình huống di chuyển liên tục. Những thách thức này đòi hỏi các giải pháp cải tiến về công nghệ pin và cơ sở hạ tầng sạc để ô tô điện có thể trở nên phổ biến hơn và phát huy tối đa lợi ích về môi trường.

Nhằm khắc phục các thách thức này, nhiều nhóm nghiên cứu trên thế giới tích cực tìm kiếm các giải pháp khoa học và công nghệ nhằm phát triển nguồn động lực có

hiệu suất cao tương đương với động cơ đốt trong truyền thống. Một trong những hướng ứng dụng triển vọng trên ô tô là động cơ đốt trong không trục khuỷu phát điện tuyến tính (Free Piston Engine Generator – FPEG), được coi là giải pháp tiềm năng thay thế động cơ đốt trong nhờ vào hiệu suất nhiệt cao và lực ma sát thấp, điều này đã thu hút sự quan tâm đặc biệt của giới khoa học toàn cầu.

FPEG có cấu trúc đơn giản và nhỏ gọn, giúp loại động cơ này trở thành lựa chọn lý tưởng cho việc sạc pin trong các phương tiện giao thông điện. Tuy nhiên, để FPEG đạt hiệu quả tối ưu trong ứng dụng thực tế, các vấn đề về tính ổn định và hiệu suất hoạt động của động cơ FPE vẫn cần được tiếp tục nghiên cứu và hoàn thiện. Chính vì thế, đề tài “Nghiên cứu và chế tạo thử nghiệm động cơ đốt trong không trục khuỷu” đã được đề xuất triển khai, nhằm tìm ra các giải pháp tối ưu cho động cơ này, mở ra tiềm năng ứng dụng rộng rãi trong tương lai.

2. Mục đích nghiên cứu của luận án

Luận án phân tích tổng quan về những khoảng trống của các công trình nghiên cứu trước để đưa ra giả thiết nghiên cứu, đặt mục tiêu trọng tâm và mục tiêu cụ thể của luận án như sau:

Khoảng trống nghiên cứu:

Cơ cấu hỗ trợ đảo chiều piston và máy phát điện tuyến tính quá phức tạp, cần một giải pháp nghiên cứu kết cấu động cơ không trục khuỷu đơn giản hơn để giảm độ phức tạp của động cơ không trục khuỷu, giúp phát triển mạnh và phát huy tiềm năng của động cơ không trục khuỷu.

Giả thiết nghiên cứu:

- Cơ cấu khởi động cơ khí điều khiển tốc độ khởi động và biên độ dao động của piston ổn định.
- Có thể sử dụng áp suất của xy lanh đối diện để đảo chiều piston một cách tin cậy mà không sử dụng cơ cấu hỗ trợ đảo chiều piston hoặc máy phát điện tuyến tính điều khiển phức tạp

Mục tiêu trọng tâm của luận án:

Từ khoảng trống nghiên cứu và giả thiết nghiên cứu trên, mục tiêu trọng tâm của luận án là nghiên cứu điều kiện để piston tự đảo chiều một cách tin cậy bằng áp suất xy lanh đối diện trong động cơ không trục khuỷu xy lanh kép.

Mục tiêu cụ thể:

- Thiết kế và chế tạo mô hình động cơ không trục khuỷu loại piston kép, hai kỳ, đánh lửa cưỡng bức có thể tự hoạt động mà không cần cơ cấu hỗ trợ đảo chiều phức tạp.
- Thiết kế và phát triển một cơ cấu khởi động phù hợp cùng hệ thống điều khiển điện tử để động cơ có thể khởi động và vận hành thỏa mãn điều kiện làm việc để piston tự đảo chiều.
- Nghiên cứu khảo nghiệm đánh giá khả năng khởi động và tính ổn định khi động cơ làm việc ở điều kiện không tải ở động cơ nguyên mẫu, để chứng minh tính đúng đắn của điều kiện piston tự đảo chiều đã nghiên cứu.

3. Đối tượng nghiên cứu

Mô hình động cơ đốt trong không trục khuỷu (FPE) loại piston kép, 2 kỳ, cỡ nhỏ khoảng 30 cm³, đánh lửa cưỡng bức, sử dụng nhiên liệu xăng.

4. Phạm vi nghiên cứu

Luận án tập trung nghiên cứu, thiết kế và chế tạo một mô hình động cơ không trục khuỷu (FPE) và hệ thống khởi động cơ khí phù hợp với các yêu cầu vận hành. Các đặc tính động học và động lực học của mô hình động cơ FPE cũng được đánh giá và phân tích. Phạm vi nghiên cứu của luận án cũng bao gồm nội dung mô hình hóa và mô phỏng áp suất cháy trong quá trình khởi động và nghiên cứu khảo nghiệm để khảo sát các thông số cơ bản của quá trình khởi động trường hợp không tải trên mô hình FPE đã phát triển. Bên cạnh đó, nghiên cứu này chưa đi sâu vào phân tích các vấn đề bôi trơn, làm mát và cơ sở lý thuyết của các quá trình cháy, truyền nhiệt diễn ra bên trong động cơ.

5. Phương pháp nghiên cứu

Luận án vận dụng phương pháp kết hợp các phương pháp gồm: nghiên cứu lý thuyết, mô hình hóa và mô phỏng, tính toán thiết kế và chế tạo, khảo nghiệm mô hình. Cụ thể:

Nghiên cứu lý thuyết: Tập trung vào phân tích, đánh giá tổng quan các công trình nghiên cứu liên quan đến đề tài, nghiên cứu động lực học của động cơ đốt trong không trực khuỷu, lý thuyết về hệ thống đánh lửa, lý thuyết khởi động và quá trình cháy trong động cơ.

Nghiên cứu tính toán và thiết kế: Tiến hành thiết kế động cơ và phát triển nguyên lý khởi động cơ khí cho động cơ không trực khuỷu. Đồng thời, thực hiện các tính toán liên quan đến thông số của hệ thống khởi động và điều khiển động cơ.

Nghiên cứu mô phỏng: Trên cơ sở thiết kế, sử dụng phần mềm Matlab Simulink để mô phỏng và đánh giá quá trình cháy, giúp kiểm tra và tối ưu hóa các thông số vận hành.

Nghiên cứu thực nghiệm: Từ các kết quả nghiên cứu lý thuyết và mô phỏng, tiến hành chế tạo mô hình thực nghiệm để đánh giá và xác minh lại các thông số mô phỏng, đảm bảo tính chính xác và khả thi của thiết kế.

6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của luận án

Ý nghĩa khoa học: Bổ sung cơ sở phương pháp luận xác định điều kiện để piston tự đảo chiều ở động cơ không trực khuỷu xy lanh kép.

Ý nghĩa thực tiễn: Kết quả của đề tài bổ sung cơ sở tính toán, thiết kế và điều khiển động cơ không trực khuỷu xy lanh kép không dùng cơ cấu hỗ trợ đảo chiều piston nhằm phát triển và phát huy tiềm năng động cơ không trực khuỷu piston kép hai kỳ, đánh lửa cưỡng bức bằng tia lửa điện định hướng phát điện.

7. Cấu trúc luận án

Cấu trúc chính của luận án gồm các cấu phần sau:

Mở đầu

Nội dung chính:

Chương 1: Tổng quan

Chương 2: Cơ sở lý thuyết

Chương 3: Nghiên cứu xây dựng mô hình và mô phỏng động cơ đốt trong không trực khuỷu FPE

Chương 4: Nghiên cứu thực nghiệm

Kết luận và hướng phát triển

Tài liệu tham khảo

Chương 1

TỔNG QUAN

Chương này cung cấp một tổng quan về các thông tin cơ bản liên quan đến động cơ không trục khuỷu, cùng với những tiến bộ nghiên cứu gần đây trong lĩnh vực này. Các công trình đã công bố về mô hình hóa, thiết kế và thử nghiệm nguyên mẫu, cũng như chiến lược điều khiển của động cơ không trục khuỷu, được tóm lược và phân tích. Mục tiêu của đánh giá này là mang đến một cái nhìn tổng quan về hiện trạng nghiên cứu, đồng thời xác định các thách thức chính để làm cơ sở đề xuất mô hình nghiên cứu phù hợp trong tương lai.

1.1. Lịch sử ra đời của động cơ không trục khuỷu

Động cơ không trục khuỷu (Free Piston Engine - FPE) là loại động cơ hoạt động theo nguyên lý chuyển động tuyến tính, không sử dụng trục khuỷu. Thay vào đó, cụm piston di chuyển theo đường thẳng và tự do [1]. Loại động cơ này lần đầu tiên được đề xuất vào khoảng những năm 1930 và đã được ứng dụng trong giai đoạn 1930 - 1960 làm máy nén khí và máy tạo khí. FPE mang lại một số lợi thế so với các loại động cơ đốt trong truyền thống và hệ thống tuabin khí hiện nay [2], nổi bật là hiệu suất nhiệt cao hơn, thường đạt khoảng 40% – 50%, so với 30% – 40% của động cơ đốt trong truyền thống [3].

Cùng với các nghiên cứu và sự phát triển của động cơ không trục khuỷu từ đầu đến giữa thế kỷ 20, những tiến bộ gần đây trong công nghệ điều khiển và hệ thống truyền động thời gian thực đã mở ra tiềm năng cho FPE trở thành một giải pháp có tính khả thi cho các công nghệ chuyển động qua lại truyền thống. Nhiều nhóm nghiên cứu trên toàn thế giới đã và đang tiến hành các nghiên cứu trong lĩnh vực này [4-9]. FPE đã được đề xuất cho các ứng dụng tạo năng lượng điện và thủy lực, đặc biệt nổi bật trong các dòng xe điện hybrid, góp phần tối ưu hiệu suất sử dụng năng lượng trên ô tô [10-16]. Tuy nhiên, chưa có nhiều thông tin báo cáo về tính hiệu quả của các ứng dụng FPE trên phương tiện giao thông.

1.2. Đánh giá ưu và nhược điểm của động cơ không trục khuỷu

Ưu điểm

Không giống như động cơ đốt trong truyền thống, động cơ đốt trong không trực khuỷu có các piston chuyển động tự do trong xylanh. Điều này cho phép động cơ không trực khuỷu dễ dàng điều chỉnh tỷ số nén và tối ưu hóa quá trình cháy. Việc loại bỏ cơ cấu trực khuỷu làm giảm đáng kể số lượng các bộ phận chuyển động và độ phức tạp của động cơ [17]. Điều này mang lại một số ưu điểm:

- Giảm tổn thất ma sát do tính đơn giản về cơ học và loại bỏ lực ngang piston sinh ra khi chuyển động lên xuống trong động cơ đốt trong truyền thống;
- Giảm tổn thất truyền nhiệt do mở rộng hành trình công suất nhanh hơn;
- Chi phí bảo trì thấp hơn và độ tin cậy cao hơn do thiết kế nhỏ gọn và đơn giản;
- Khả năng sử dụng nhiều loại nhiên liệu khác nhau do tỷ số nén thay đổi.

Nhược điểm

Việc loại bỏ cơ cấu trực khuỷu-thanh truyền, FPE mang đến nhiều thuận lợi, đồng thời cũng đặt ra không ít thách thức cho các nhà nghiên cứu và kỹ sư trong lĩnh vực động cơ đốt trong. Loại động cơ này đòi hỏi các giải pháp kỹ thuật mới nhằm đảm bảo tính ổn định và hiệu quả. Một số vấn đề chính cần được giải quyết và tối ưu bao gồm:

- *Điều khiển hệ thống đánh lửa*: Khi không có cơ cấu trực khuỷu, hệ thống đánh lửa không thể dựa vào các tín hiệu vị trí từ trục khuỷu để xác định thời điểm đánh lửa tối ưu. Điều này đòi hỏi các nhà khoa học phát triển các phương pháp điều khiển mới hoặc hệ thống cảm biến tiên tiến hơn nhằm đảm bảo thời điểm đánh lửa được đồng bộ chính xác với chuyển động của piston.

- *Điều khiển hệ thống phun nhiên liệu*: Phun nhiên liệu cần được kiểm soát chính xác để đạt hiệu suất cháy hỗn hợp cao nhất, đặc biệt trong các chế độ tải khác nhau. Việc không có trục khuỷu làm mất đi tham chiếu trực tiếp cho quá trình điều khiển, do đó đòi hỏi hệ thống cảm biến hoặc phần mềm điều khiển phức tạp hơn để tính toán lượng nhiên liệu và thời điểm phun tối ưu.

- *Khởi động động cơ*: Khởi động động cơ không trực khuỷu cũng là một thách thức lớn, vì không có trục khuỷu để tạo quán tính ban đầu giúp quay piston. Các nhà khoa

học cần tìm kiếm các giải pháp khởi động mới, có thể là các động cơ điện hỗ trợ khởi động hoặc các công nghệ khác, để giúp động cơ vận hành trơn tru ngay từ đầu.

- *Điều khiển hành trình của piston*: Để duy trì một hành trình piston ổn định và đáp ứng được yêu cầu về công suất, cần một hệ thống điều khiển chính xác. Điều này trở nên phức tạp hơn do không có trục khuỷu làm cơ cấu dẫn động, đòi hỏi các hệ thống điều khiển thông minh hơn, có thể sử dụng các loại cơ cấu biến đổi trực tiếp hoặc phần mềm điều khiển tiên tiến.

- *Hoạt động ổn định của động cơ*: Thiết kế động cơ không trục khuỷu yêu cầu kiểm soát chính xác các yếu tố về nhiệt độ, độ rung và tiếng ồn. Do thiếu sự hỗ trợ từ cơ cấu trục khuỷu, việc đảm bảo ổn định hoạt động động cơ đòi hỏi hệ thống giám sát và điều khiển phức tạp hơn, đồng thời phải tính toán chính xác các thông số để giảm thiểu hiện tượng mất ổn định trong quá trình vận hành.

- *Đảo chiều động cơ*: Động cơ không trục khuỷu chuyển động tuyến tính và không có sự kết nối của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền như động cơ truyền thống. Để động cơ vận hành ổn định cần có thiết bị hỗ trợ piston đảo chiều với thiết kế và điều khiển rất phức tạp. Vì vậy, việc thiết kế và chế tạo động cơ không trục khuỷu có thể tự vận hành ổn định là một thách thức đối với các nhà khoa học.

Động cơ FPE mang lại nhiều tiềm năng ứng dụng thực tiễn với tính kinh tế nhiên liệu cao, nhưng cũng đồng thời yêu cầu những nỗ lực đáng kể về nghiên cứu và phát triển để có thể vượt qua các thách thức kỹ thuật nêu trên, đảm bảo tính hiệu quả, độ bền, và khả năng hoạt động ổn định của động cơ.

1.3. Động cơ không trục khuỷu phát điện tuyến tính

Các ứng dụng của động cơ không trục khuỷu bao gồm: tạo tải kéo cho máy phát điện tuyến tính, bơm thủy lực và máy nén khí [2]. Hệ thống phát điện sử dụng động cơ không trục khuỷu tuyến tính (Free Piston Engine Generator – FPEG) bao gồm một động cơ không trục khuỷu ghép nối với một máy phát điện tuyến tính. Quá trình đốt cháy trong các xy lanh của động cơ tạo ra chuyển động tịnh tiến cho máy phát điện tuyến tính, từ đó chuyển đổi động năng của động cơ thành điện năng, cung cấp cho tải bên ngoài hoặc lưu trữ để sử dụng sau. Hiệu suất của hệ thống được ước tính đạt ít nhất 46% (bao gồm tổn

thất do ma sát và máy nén) tại mức công suất 23 kW, cho thấy tiềm năng cao về hiệu suất và khả năng giảm lượng khí thải [3].

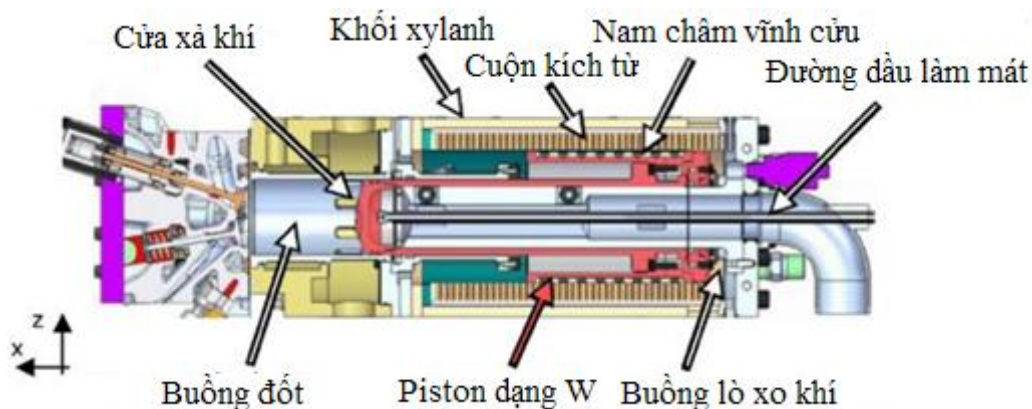
Công nghệ FPEG hiện đang thu hút sự quan tâm của nhiều nhóm nghiên cứu trên toàn thế giới nhờ vào hiệu suất cao của máy phát điện, tính linh hoạt và khả năng điều khiển. Động lực thúc đẩy mỗi quan tâm đến động cơ không trực khuỷu phát điện tuyến tính xuất phát từ sự chú ý ngày càng lớn của ngành công nghiệp ô tô đối với công nghệ xe điện hybrid. Nhiều nhóm nghiên cứu, bao gồm cả nghiên cứu trong luận án này, đã tiến hành các nghiên cứu chuyên sâu nhằm khám phá đặc điểm hoạt động của FPEG.

1.4. Tình hình nghiên cứu liên quan đến đề tài

1.4.1. Đánh giá cấu hình piston

FPEG hai kỳ piston đơn

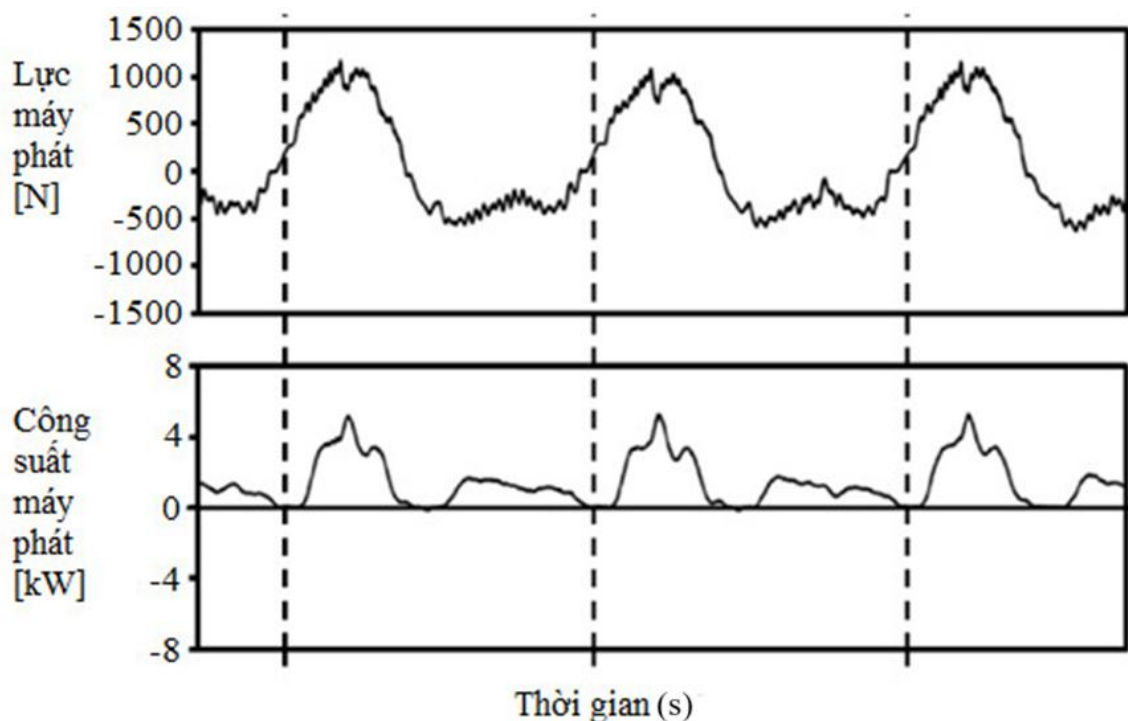
Nguyên mẫu FPEG được phát triển bởi Toyota Central R&D Labs Inc. bao gồm buồng đốt hai kỳ, máy phát điện tuyến tính và buồng lò xo khí (Hình 1.1). Đặc điểm chính của thiết kế này là một piston hình trụ rỗng [18]. Mặt nhỏ hơn của piston tạo thành buồng đốt, trong khi mặt lớn hơn tạo thành buồng lò xo khí. Hệ thống làm mát bằng dầu cũng được thiết kế để tăng cường hiệu quả làm mát của piston [18, 19].



Hình 1.1: Sơ đồ của nguyên mẫu của Toyota [19]

Một nghiên cứu của Toyota [19] đánh giá khả năng hoạt động lâu dài của nguyên mẫu, mặc dù đã xuất hiện hiện tượng cháy không ổn định trong quá trình thử nghiệm. Sự dao động không đều của piston và tác động của chúng lên quá trình đánh lửa cũng như hiệu suất sinh công của FPEG nguyên mẫu đã được phân tích chi tiết thông qua thực

nghiệm. Kết quả thí nghiệm, được minh họa rõ trong Hình 1.2, cho thấy chu trình hoạt động ổn định và tuần hoàn đã được thiết lập thành công, với đường kính piston đạt 45 mm và tỷ số nén là 6. Các thông số về tần số và pha đã được điều chỉnh và kiểm soát chính xác [19]. Tuy nhiên, hệ thống động cơ này vẫn yêu cầu lắp thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston để duy trì hoạt động của động cơ ở các chu kỳ tiếp theo, đây là một hạn chế đáng lưu ý của thiết kế này.

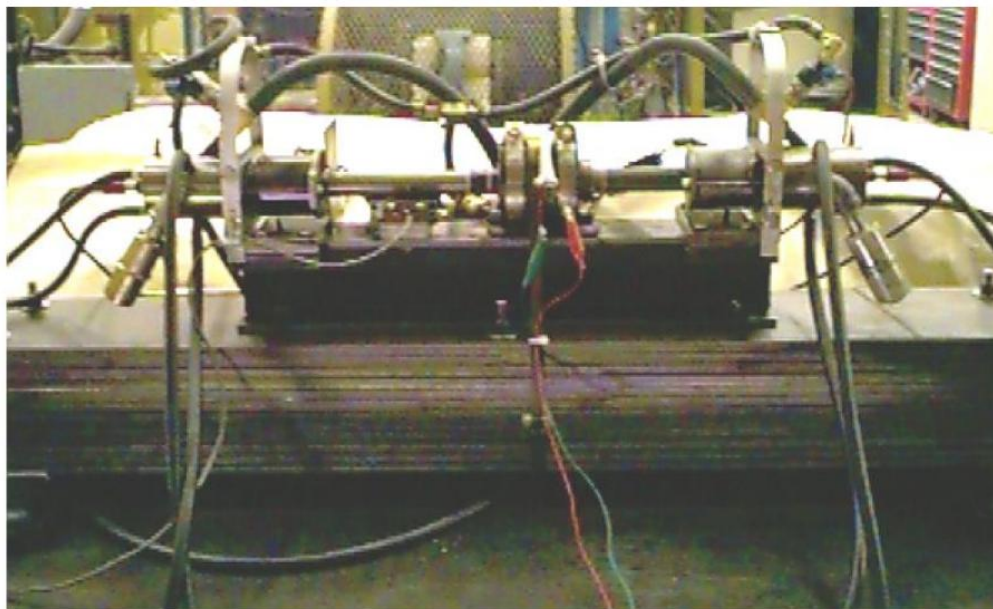


Hình 1.2: Kết quả thực nghiệm của Toyota [19]

FPEG hai kỳ piston kép

Các nhà nghiên cứu tại Đại học West Virginia (West Virginia University - WVU) đã mô tả chi tiết sự phát triển của động cơ đốt trong không trực khuỷu với cơ cấu piston kép và khả năng phát điện theo cơ chế tuyến tính, sử dụng đánh lửa bằng tia lửa điện. Họ đã ghi lại một cách hệ thống các công trình nghiên cứu và phát hiện của mình trong một số tài liệu, bao gồm các khía cạnh về thiết kế, cấu trúc máy phát điện tuyến tính, hoạt động của động cơ đốt trong không trực khuỷu và phân tích hệ thống tích hợp. Một nguyên mẫu FPEG đánh lửa bằng tia lửa điện, được minh họa trong Hình 1.3, đã đạt công suất phát điện 316 W tại tần số 23,1 Hz, với đường kính piston 36,5 mm và hành

trình tối đa của piston là 50 mm. Báo cáo cũng nêu rõ sự thay đổi về tần số, áp suất trong xylanh và tỷ số nén của động cơ, đặc biệt là ở mức tải thấp. Nguyên nhân của các biến động này bao gồm sự thay đổi trong tỷ lệ hỗn hợp nhiên liệu, chuyển động của hỗn hợp trong xylanh, và sự pha trộn giữa hỗn hợp mới và khí sót trong mỗi chu kỳ. Hệ số biến thiên của áp suất hiệu dụng trung bình đã được tính toán, ghi nhận đạt đến 19,9% khi áp dụng tải bên ngoài [20].

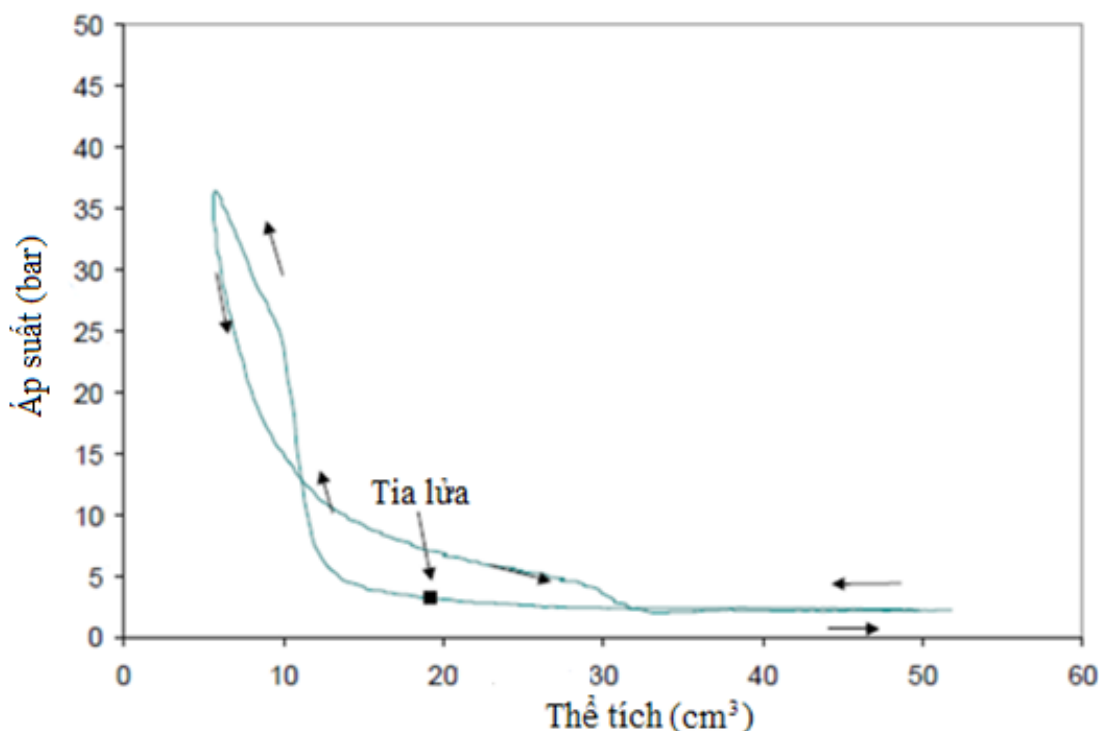


Hình 1.3: FPEG piston kép đánh lửa bằng tia lửa điện của WVU [20]

Nhiên liệu được cung cấp cho mỗi xi lanh thông qua hai kim phun xăng được điều chỉnh bằng độ rộng xung. Nước làm mát được bơm qua các đầu xylanh để duy trì nhiệt độ động cơ trong phạm vi hoạt động hợp lý. Một thiết bị điều khiển điện tử cho phép điều chỉnh chính xác thời điểm đánh lửa, thời điểm phun và lượng nhiên liệu phun vào. Hành trình của động cơ được kiểm soát thông qua thời điểm đánh lửa và lượng nhiên liệu phun. Động cơ được trang bị hai cuộn dây điện từ làm thiết bị khởi động, các cuộn dây này sẽ tự động ngừng hoạt động sau khi động cơ đạt đến một tần số nhất định.

Hình 1.4 minh họa biểu đồ P-V thử nghiệm của xylanh bên phải trong điều kiện không tải. Biểu đồ này cho thấy ba khu vực hoạt động riêng biệt: một khu vực nhỏ liên quan đến quá trình trao đổi khí, một khu vực hoạt động hiệu quả ở áp suất nén thấp, và

một khu vực sinh công không hiệu quả ở áp suất cao. Chính công sinh ra không hiệu quả ở khu vực áp suất cao là nguyên nhân chính cản trở quá trình giải phóng năng lượng.

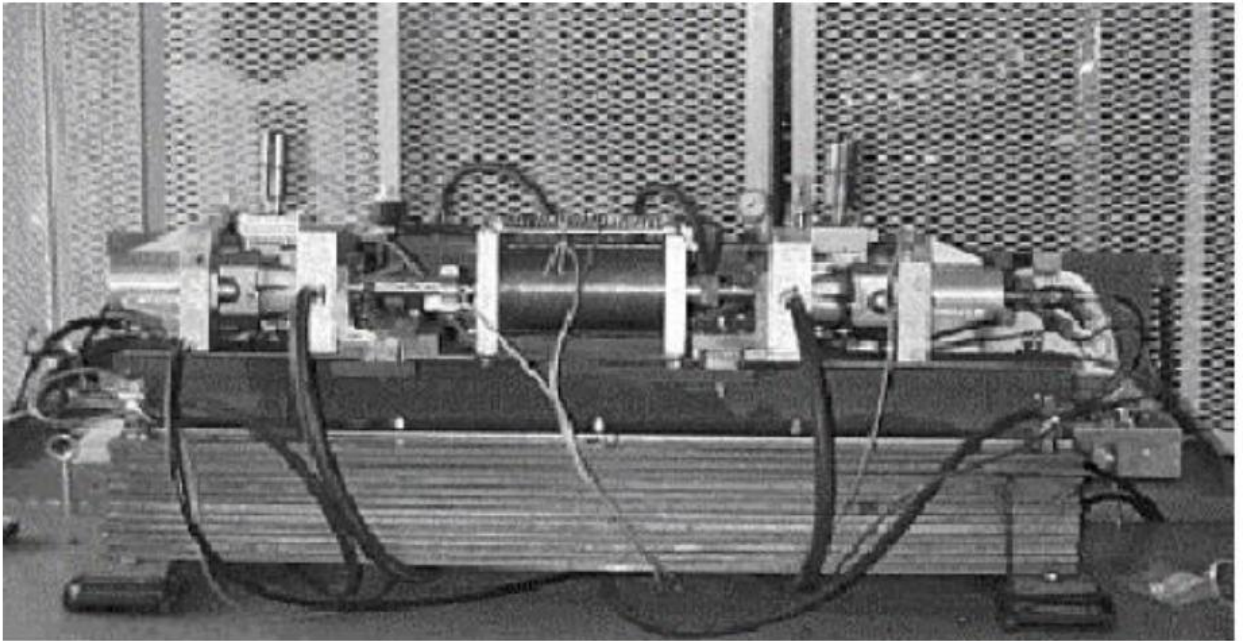


Hình 1.4: Đồ thị P-V của WVU [20]

Tại Đại học West Virginia (WVU) [21], một nguyên mẫu FPEG chạy bằng nhiên liệu diesel đã được phát triển. Động cơ này có cấu trúc cơ khí tương tự nguyên mẫu đánh lửa bằng tia lửa điện, như được minh họa trong Hình 1.5. Hệ thống cung cấp nhiên liệu sử dụng hệ thống phun nhiên liệu trực tiếp trên đường ống nạp, với một bơm nhiên liệu áp suất cao cung cấp cho hai kim phun. Chất bôi trơn động cơ được đưa vào dưới dạng phun qua khí nạp với lượng vừa đủ để đảm bảo an toàn cho các xéc măng. Hệ thống làm mát động cơ sử dụng nước, được bơm vào đáy vỏ xylanh và thoát ra qua các đầu xylanh. Máy phát điện tuyến tính cũng đóng vai trò là thiết bị khởi động, và mỗi xylanh đều được trang bị bugi sấy để hỗ trợ khởi động động cơ trong điều kiện động cơ lạnh.

Hoạt động của các bộ phận phụ trợ như kim phun, bơm nhiên liệu và việc sử dụng máy phát điện tuyến tính làm thiết bị khởi động đều được điều khiển bởi một bộ điều

khởi động (ECU). Tuy nhiên, đến nay vẫn chưa có báo cáo về việc nguyên mẫu này vận hành thành công.

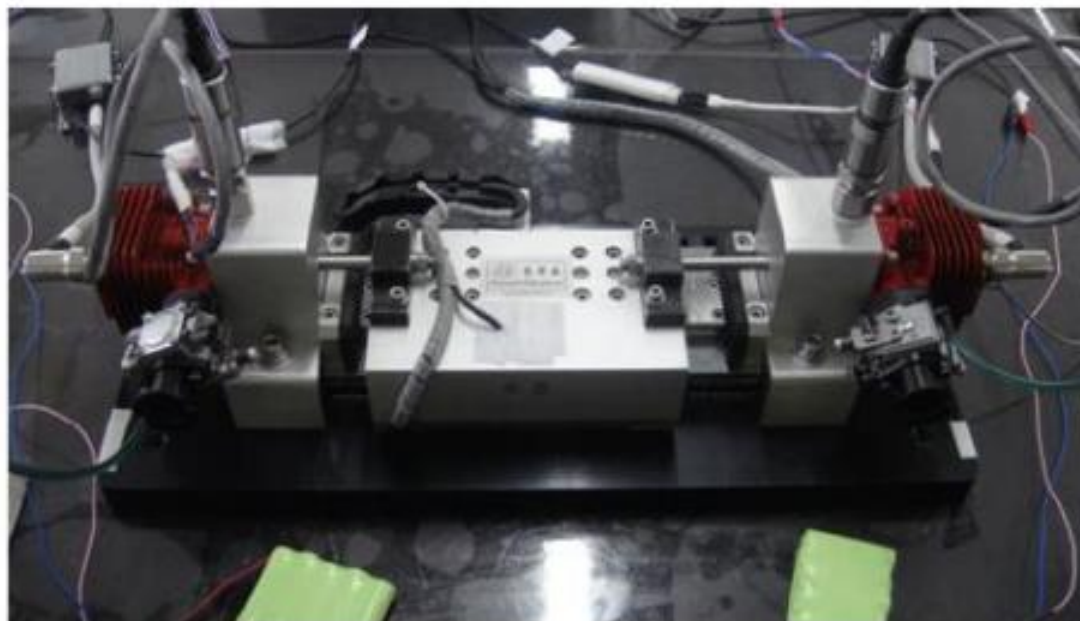


Hình 1.5: Nguyên mẫu FPEG sử dụng nhiên liệu diesel của WVU [21]

Các nhà nghiên cứu tại Học viện Công nghệ Bắc Kinh (Beijing Institute of Technology - BIT) đã phát triển một nguyên mẫu FPEG sử dụng piston kép và hệ thống đánh lửa bằng tia lửa điện, như minh họa trong Hình 1.6. Các thí nghiệm đã được tiến hành trên nguyên mẫu này, cho thấy động cơ có khả năng hoạt động trong một vài chu kỳ. Theo dữ liệu áp suất bên trong xy lanh thu thập được, động cơ chỉ vận hành được một hoặc hai chu kỳ trước khi tắt khi thiếu sự hỗ trợ của máy phát điện tuyến tính [21]. Họ cũng tiến hành nghiên cứu hiệu suất trao đổi năng lượng đa chiều của loại động cơ này dưới các thiết kế và điều kiện vận hành khác nhau nhằm xác định tổ hợp thông số tối ưu để đạt hiệu suất trao đổi năng lượng cao nhất [22, 23, 24].

Công ty Pempek Systems Pty. Ltd. của Australia đã tiến hành nghiên cứu trong lĩnh vực này [25]. Mục tiêu của động cơ phát điện tuyến tính không trực khuỷu do họ phát triển là ứng dụng cho một mẫu xe hybrid, có khả năng tăng tốc từ 0 đến 100 km/h trong 5,4 giây, đạt vận tốc tối đa 160 km/h, và được trang bị hệ thống phanh tái tạo năng lượng. Với những yêu cầu này, các nhà khoa học đã thiết kế và chế tạo đã thiết kế một

FPEG công suất 25 kW, đạt hiệu suất nhiệt 50% và hiệu suất máy phát điện vượt 93% [26]. Nguyên mẫu thứ ba của họ, FP3, được minh họa trong Hình 1.7. Xupap nạp của nguyên mẫu này hoạt động hoàn toàn tự động, không cần điều khiển bên ngoài. Chuyển động của xupap được điều chỉnh dựa trên sự chênh lệch áp suất giữa xy lanh và máy nén tác động lên xupap, lực hồi phục của lò xo và động lực của động cơ [26].

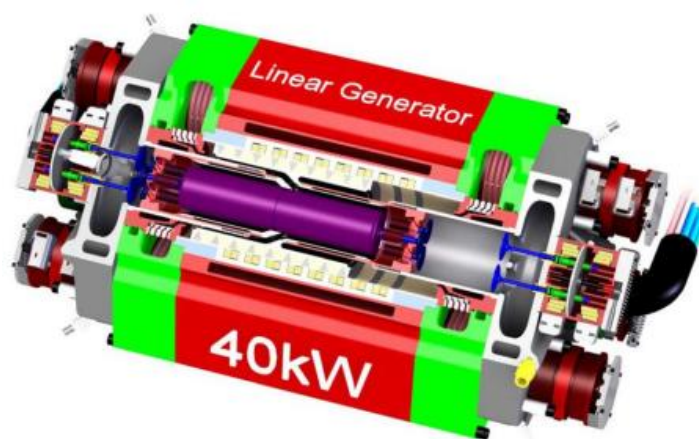


Hình 1.6: Nguyên mẫu FPEG của BIT [22]

Động cơ có các thông số kỹ thuật tiêu biểu như: công suất cực đại 100 kW; Thể tích 2,82 lít; 8 xy lanh (bao gồm 4 mô đun piston tự do, mỗi mô đun có 2 xy lanh); hoạt động 30 Hz - tương đương 1.800 chu kỳ/phút. Kết quả nghiên cứu báo cáo hiệu suất nhiệt có thể tăng tới 50%.

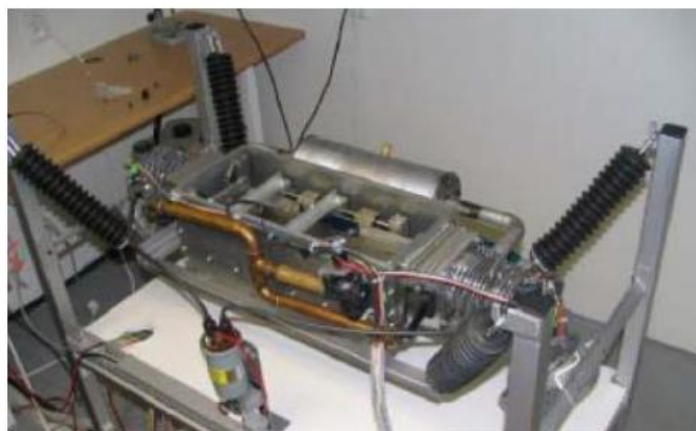
Nguyên mẫu FPEG do các nhà nghiên cứu tại Đại học Kỹ thuật Séc (Czech Technical University) [27-29] phát triển là một động cơ đốt trong hai kỳ, hai xy lanh, (Hình 1.8). Nguyên mẫu này sử dụng hai xy lanh dung tích 50 cm³, trang bị các kim phun nhiên liệu trực tiếp, là bộ phận lấy từ động cơ xe mô tô Aprilia SR 50 Ditech. Máy phát điện tuyến tính do Công ty VUES sản xuất, vận hành qua khối nguồn ba pha với bóng bán dẫn. Bộ đánh lửa thuộc loại điện dung, sử dụng tụ điện kết hợp với cuộn đánh lửa, tạo tia lửa đồng thời ở cả hai bugi khi quá trình cháy diễn ra trong xy lanh với hỗn hợp

nhiên liệu - không khí. Các kim phun hỗ trợ của Công ty Aprilia cũng được sử dụng trong FPEG.



Hình 1.7: Cấu hình FP3 của Australia [25]

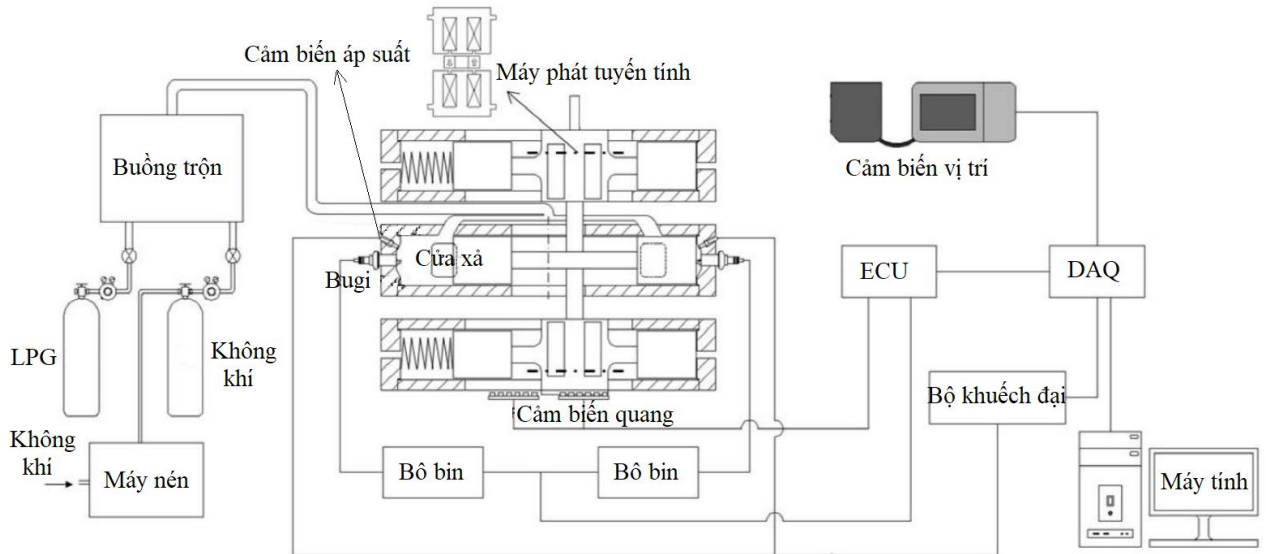
Khi vận hành thử nghiệm ở tần số 27 Hz với tỷ số nén 9:1, công suất đầu ra trung bình đo được đạt khoảng 350 W [28]. Tuy nhiên, khả năng vận hành ổn định của nguyên mẫu động cơ vẫn chưa thấy báo cáo.



Hình 1.8: Nguyên mẫu FPEG của CTU [28]

Nghiên cứu tại Đại học Ulsan, Hàn Quốc, đã trình bày sơ đồ FPEG, minh họa trong Hình 1.9. Nguyên mẫu bao gồm động cơ hai kỳ, máy phát điện tuyến tính và máy nén [30-34], với đường kính piston 30 mm và hành trình tối đa 31 mm. Nhiên liệu sử dụng là propan và hệ thống van tiết lưu mở rộng được áp dụng. Tốc độ dòng khí, hỗn hợp không khí và nhiên liệu được điều chỉnh bằng bộ điều khiển lưu lượng khối lượng

và được trộn sơ bộ qua thiết bị trộn, sau đó cung cấp trực tiếp đến từng buồng đốt. Kết quả thử nghiệm cho thấy công suất phát điện thay đổi tùy thuộc vào điều kiện vận hành, với tần số dao động của piston đạt 57,2 Hz và công suất cực đại lên tới 111,3 W [34]. Tuy nhiên, chưa có báo cáo về khả năng hoạt động ổn định của động cơ này. Do đó, các nghiên cứu bổ sung vẫn đang được tiến hành để đánh giá chi tiết hơn về nguyên mẫu.

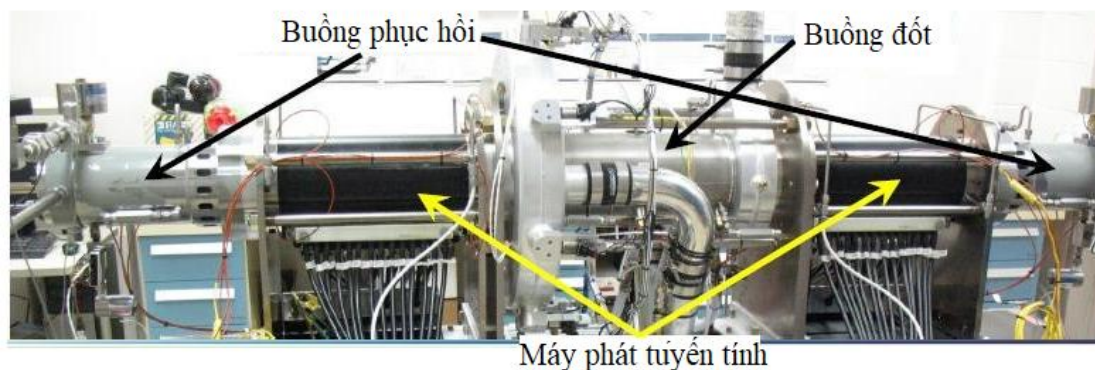


Hình 1.9: Sơ đồ hệ thống thí nghiệm tại Đại học Ulsan [34]

Động cơ hai kỳ piston đối xứng

Năm 2008, các nghiên cứu tại Phòng thí nghiệm Quốc gia Sandia (Sandia National Laboratory – SNL) báo cáo cải tiến cấu hình từ kiểu piston kép sang kiểu piston đối xứng, như minh họa trong Hình 1.10. Loại piston đối xứng này tận dụng hiệu ứng tự cân bằng, xuất hiện khi hai piston hoạt động đồng thời với quá trình đốt cháy diễn ra ở giữa chúng [35, 36]. Sự đồng bộ hóa của hai piston đạt được nhờ ghép nối thụ động với máy phát điện tuyến tính, trong đó tải trọng cũng đóng vai trò đồng bộ hóa, giúp giảm độ phức tạp và chi phí của hệ thống. Các thanh giằng nằm hai bên tâm được nối vào một tải chung, tạo nên lực ổn định. Hiện tại, nhóm nghiên cứu tại SNL đang tiếp tục đánh giá nguyên mẫu để xem xét độ đồng bộ hóa của piston, phản ứng nhiệt và khả năng điều chỉnh tỷ số nén. Họ có kế hoạch đo lường hiệu suất nhiệt và lượng khí thải ở các tỷ số nén khác nhau, cũng như tỷ lệ pha trộn giữa hydro và các loại nhiên liệu khác [36]. Tuy

nhiên, nhóm nghiên cứu vẫn đang gặp một số thách thức, bao gồm việc duy trì sự đồng bộ của piston, đồng bộ hóa tải trọng và yêu cầu thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston để giúp nguyên mẫu hoạt động ở các chu kỳ kế tiếp.



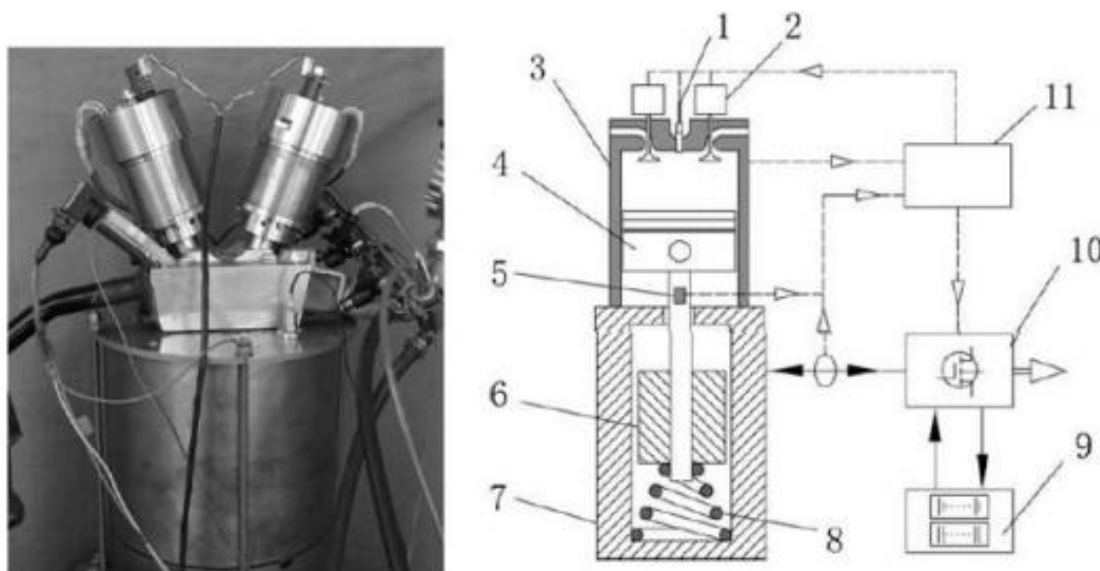
Hình 1.10: Nguyên mẫu FPEG piston đối xứng của SNL [36]

Động cơ 4 kỳ

Các nhà khoa học tại Viện Công nghệ Bắc Kinh (Beijing Institute of Technology - BIT) [37] đã đề xuất một thiết kế FPEG mới, bao gồm một xy lanh đơn hoạt động theo chu trình bốn kỳ, một máy phát điện tuyến tính, và một hệ thống lò xo cơ học, như minh họa trong Hình 1.11. Hệ thống lò xo được sử dụng làm thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston. Quá trình xả khí được thực hiện thông qua các van điện từ ở đầu xy lanh. Thiết kế cũng tích hợp một thiết bị lưu trữ năng lượng có khả năng hồi chuyển để tích trữ điện năng tạo ra, cùng với một bộ chuyển đổi điện hai chiều nhằm kết nối hiệu quả giữa máy phát điện tuyến tính và thiết bị lưu trữ năng lượng.

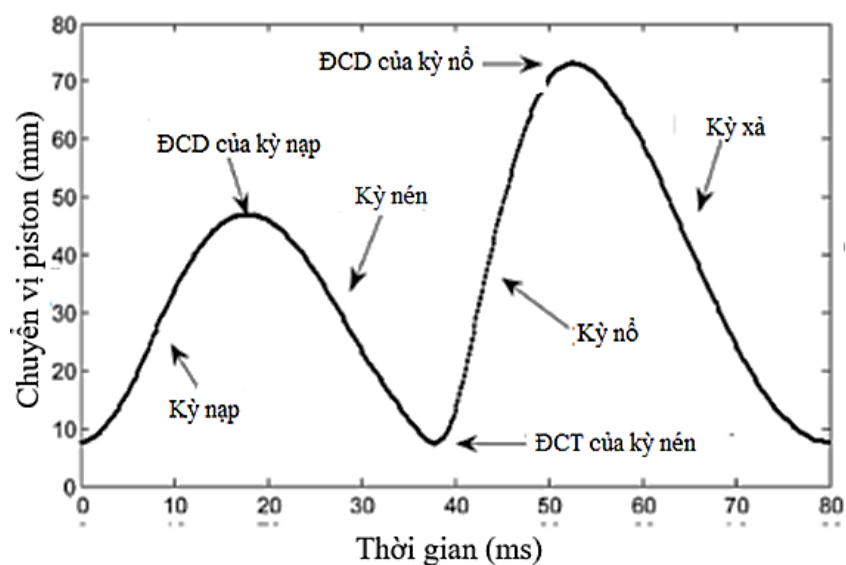
Một chu trình làm việc hoàn chỉnh của hệ thống FPEG được đề xuất bao gồm bốn hành trình. Trong hành trình nạp, piston được dẫn động bởi động cơ tuyến tính, hỗn hợp nạp mới được hút vào xi lanh qua van nạp. Sau đó, hỗn hợp không khí-nhiên liệu được nén lại khi lò xo đẩy piston đến điểm chết trên. Quá trình đánh lửa của hỗn hợp kích hoạt hành trình sinh công. Cuối cùng, piston được đẩy trở về bởi hệ thống lò xo cơ học, đẩy khí thải ra ngoài. Hoạt động ổn định của nguyên mẫu đã được báo cáo, với một số kết

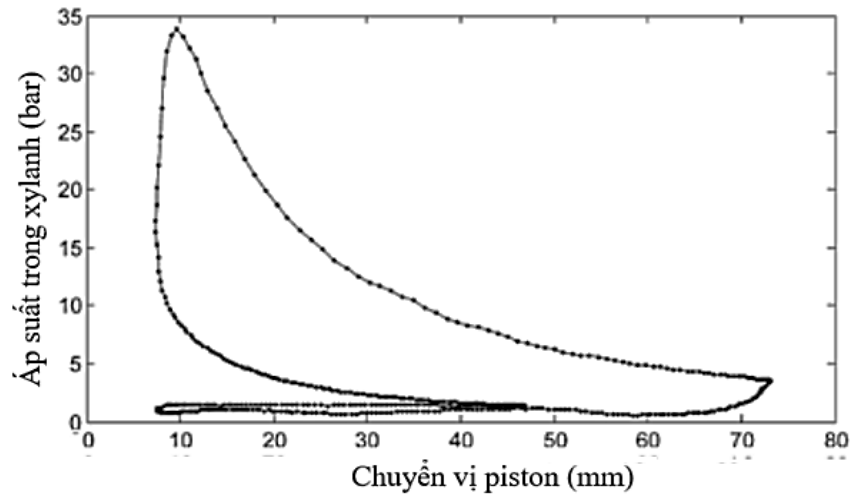
quả thử nghiệm được trình bày trong Hình 1.12, cho thấy công suất trung bình đạt 2,2 kW và hiệu suất đạt 32% [37].



Hình 1.11: FPEG bốn kỳ do BIT phát triển [37]

Tính khả thi và hiệu suất của thiết kế này đã được xác minh, cùng với các phân tích chi tiết về hiệu suất và thông số hệ thống, cung cấp cái nhìn sâu sắc về tiềm năng của hệ thống điện mới. Tuy nhiên, do sử dụng cấu hình piston đơn, thiết kế này vẫn cần thiết bị hỗ trợ đổi chiều piston để duy trì hoạt động, dẫn đến tổn thất năng lượng và làm giảm công suất của động cơ.





Hình 1.12: Kết quả kiểm tra FPEG bốn kỳ của BIT [37]

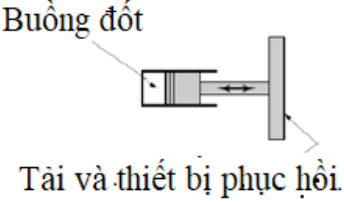
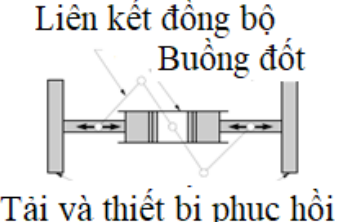
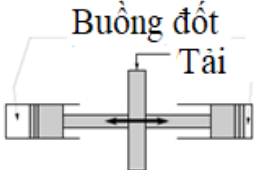
Dựa trên nghiên cứu tham số, một thiết kế ban đầu cho FPEG 15 kW đã được phát triển. Phân tích động cơ cho thấy rằng phạm vi hoạt động của thiết kế này còn hạn chế. Khi hoạt động ở chế độ phun nhiên liệu trực tiếp, động cơ đạt hiệu suất từ 46% đến 49%, với tỷ số nén tương ứng từ 17 đến 35. Trong khi đó, vận hành ở chế độ HCCI, hiệu suất có thể đạt tới 60%, tuy nhiên, công suất đầu ra lại thấp hơn đáng kể so với chế độ phun trực tiếp và việc điều khiển cũng trở nên phức tạp hơn [38].

Theo các kết quả nghiên cứu, FPE có thể được chia thành ba loại theo cấu hình piston: piston đơn, piston kép và piston đối xứng [39]. Sơ đồ cấu tạo và đánh giá những ưu điểm và nhược điểm của từng loại được minh họa trong Bảng 1.1.

Bảng 1.1 thể hiện kiểu piston kép tuy khó kiểm soát nhưng có ưu điểm là công suất cao hơn, là chủ đề cho nhiều nghiên cứu gần đây về công nghệ động cơ không trực khuỷu. Một số thiết kế piston kép đã được đề xuất và một vài nguyên mẫu đã xuất hiện, với đầu ra thủy lực và điện [40-43]. Cấu hình động cơ piston kép loại bỏ sự cần thiết của thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston, vì hành trình làm việc của piston trong xy lanh này cung cấp công việc dẫn động quá trình nén của piston trong xy lanh kia. Điều này cho phép thiết bị đơn giản và nhỏ gọn hơn với hiệu suất cao hơn. Cấu hình này cũng đặt ra một số vấn đề cần giải quyết như: việc kiểm soát chuyển động của piston, đặc biệt là chiều dài hành trình và tỷ số nén [42]. Điều này là do quá trình đốt cháy trong một xy lanh dẫn động quá trình nén ở xy lanh theo hướng ngược lại, chỉ cần một thay đổi nhỏ trong quá trình đốt cháy sẽ có

ảnh hưởng lớn đến lần nén tiếp theo. Đây là một thách thức kiểm soát nếu quá trình đốt cháy được kiểm soát một cách chính xác để tối ưu hóa lượng khí thải [44,45].

Bảng 1.1: Các kiểu động cơ không trục khuỷu [39]

Kiểu piston	Cấu tạo	Đánh giá
Piston đơn		<ul style="list-style-type: none"> • Đơn giản và dễ kiểm soát; • Không cân bằng; • Có thể sử dụng đối trọng. • Cần phải có thiết bị phục hồi hỗ trợ đảo chiều piston để duy trì hoạt động
Piston đối xứng		<ul style="list-style-type: none"> • Cân bằng trọng tâm; • Không dao động với khối lượng piston bằng nhau; • Yêu cầu đồng bộ hóa piston. • Cần phải có thiết bị phục hồi hỗ trợ đảo chiều piston để duy trì hoạt động
Piston kép		<ul style="list-style-type: none"> • Mật độ công suất cao hơn; • Hiệu quả tiềm năng cao hơn; không cân bằng; • Tự duy trì hoạt động mà không cần thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston. • Tương đối khó kiểm soát.

Tóm lại, các nghiên cứu đã cho thấy rằng các nguyên mẫu động cơ (FPE) có khả năng hoạt động trong một số chu kỳ nhất định và đạt được một số kết quả đáng chú ý ban đầu. Tuy nhiên, việc phát triển FPE vẫn còn gặp phải nhiều thách thức kỹ thuật đáng kể. Một trong những khó khăn chủ yếu là duy trì hoạt động liên tục của động cơ, do đặc điểm

hoạt động của FPE yêu cầu điều chỉnh chính xác giữa các chu kỳ chuyển động tuyến tính để duy trì sự ổn định và hiệu suất cao. Ngoài ra, vấn đề khởi động động cơ cũng đặt ra thách thức lớn khi thiết kế các hệ thống FPE, do thiếu các cơ cấu khởi động truyền thống như ở động cơ có trục khuỷu. Khả năng kiểm soát động cơ trong các điều kiện khởi động và duy trì quá trình hoạt động liên tục vẫn là những bài toán cần được giải quyết để FPE có thể trở thành một giải pháp khả thi trong các ứng dụng thực tế.

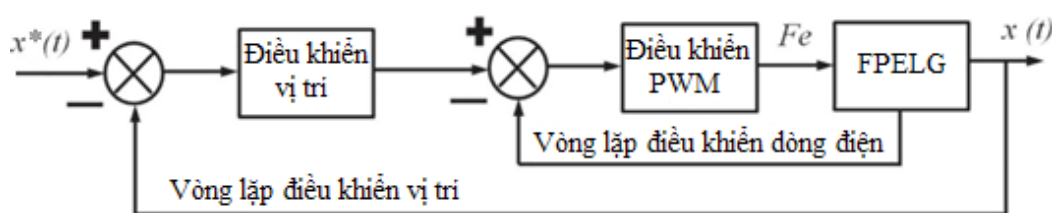
1.4.2. Nghiên cứu khởi động FPE

Động cơ đốt trong truyền thống hiện nay được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như giao thông vận tải, công nghiệp, và nông nghiệp. Tuy nhiên, hiệu suất nhiệt của động cơ đốt trong truyền thống còn hạn chế, chủ yếu do cấu trúc phức tạp của cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền, dẫn đến sự hình thành lực ngang tác động lên piston trong quá trình làm việc. Lực ngang này không chỉ tạo ra tổn thất ma sát lớn, mà còn góp phần làm giảm hiệu suất tổng thể của động cơ. Ngoài ra, tổn thất ma sát còn phát sinh từ các chuyển động khác nhau, chẳng hạn như giữa các xéc măng và thành xylanh, cũng như ở các ổ trục khuỷu và trục cam, gây ảnh hưởng không nhỏ đến hiệu suất vận hành của động cơ. Vì thế, động cơ không trục khuỷu đã được đề xuất như một giải pháp cải tiến với khả năng loại bỏ các hạn chế của cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền. Thiết kế này cho phép FPE thoát khỏi sự cố định của điểm chết trên, mang lại nhiều lợi ích vượt trội, bao gồm khả năng thay đổi tỷ số nén linh hoạt, giảm thiểu ma sát nhờ ít chi tiết chuyển động hơn, và tối ưu hóa quá trình đốt cháy [46,47].

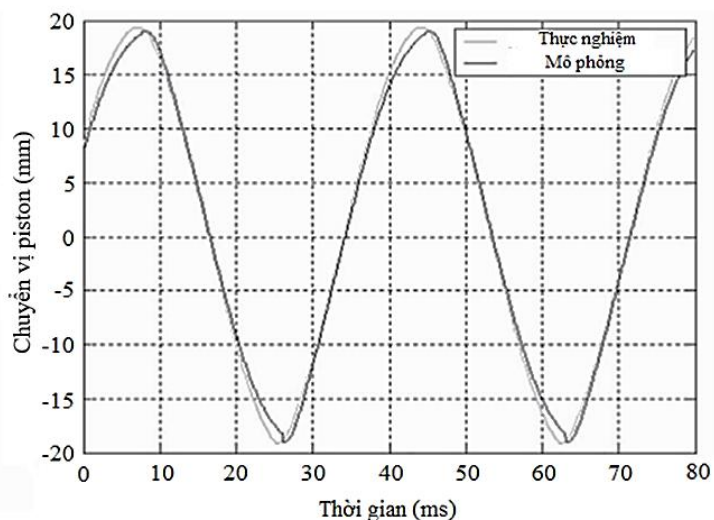
Tuy nhiên, mặc dù FPE cải thiện hiệu suất nhiệt và giảm tổn thất ma sát, một số vấn đề kỹ thuật vẫn cần được giải quyết, trong đó khởi động động cơ là một thách thức đáng kể. Vì thiếu cơ cấu trục khuỷu truyền thống, quá trình khởi động FPE đòi hỏi giải pháp kỹ thuật khác biệt để đạt được chuyển động tịnh tiến ban đầu và duy trì sự ổn định trong các chu kỳ hoạt động. Điều này đặt ra yêu cầu cao về thiết kế hệ thống điều khiển khởi động và vận hành, vốn là yếu tố then chốt để phát huy tối đa tiềm năng của FPE trong các ứng dụng thực tiễn [48,50].

Việc chuyển đổi từ cơ cấu chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến làm cho động cơ FPE không thể khởi động theo cách thông thường như động cơ đốt trong truyền

thông, mà đòi hỏi một cơ cấu khởi động đặc biệt để phù hợp với nguyên lý hoạt động của nó. Cơ cấu khởi động này phải cung cấp đủ lực tịnh tiến để đẩy piston của FPE đạt đến áp suất cần thiết để thực hiện quá trình cháy. Hiện nay, các nghiên cứu về khởi động FPE chủ yếu dựa vào chính máy phát điện tuyến tính tích hợp trong thiết kế FPE để tạo lực khởi động cần thiết [51,52]. Đại học Kỹ thuật Séc đã đề xuất hai hệ thống điều khiển vòng kín nhằm quản lý chuyển động của piston trong quá trình khởi động. Hệ thống điều khiển này bao gồm hai vòng lặp: vòng lặp bên ngoài dành cho điều khiển vị trí piston, và vòng lặp bên trong dành cho điều khiển dòng điện của máy phát điện tuyến tính. Trong đó, việc điều khiển dòng điện máy phát giúp duy trì độ ổn định của lực tác động lên piston, trong khi điều khiển vị trí đảm bảo piston đạt được vị trí tối ưu để đánh lửa. Cơ cấu khởi động này cho phép điều chỉnh chính xác cả vị trí lẫn dòng điện, từ đó hỗ trợ quá trình khởi động một cách hiệu quả [53,54], Hình 1.13.



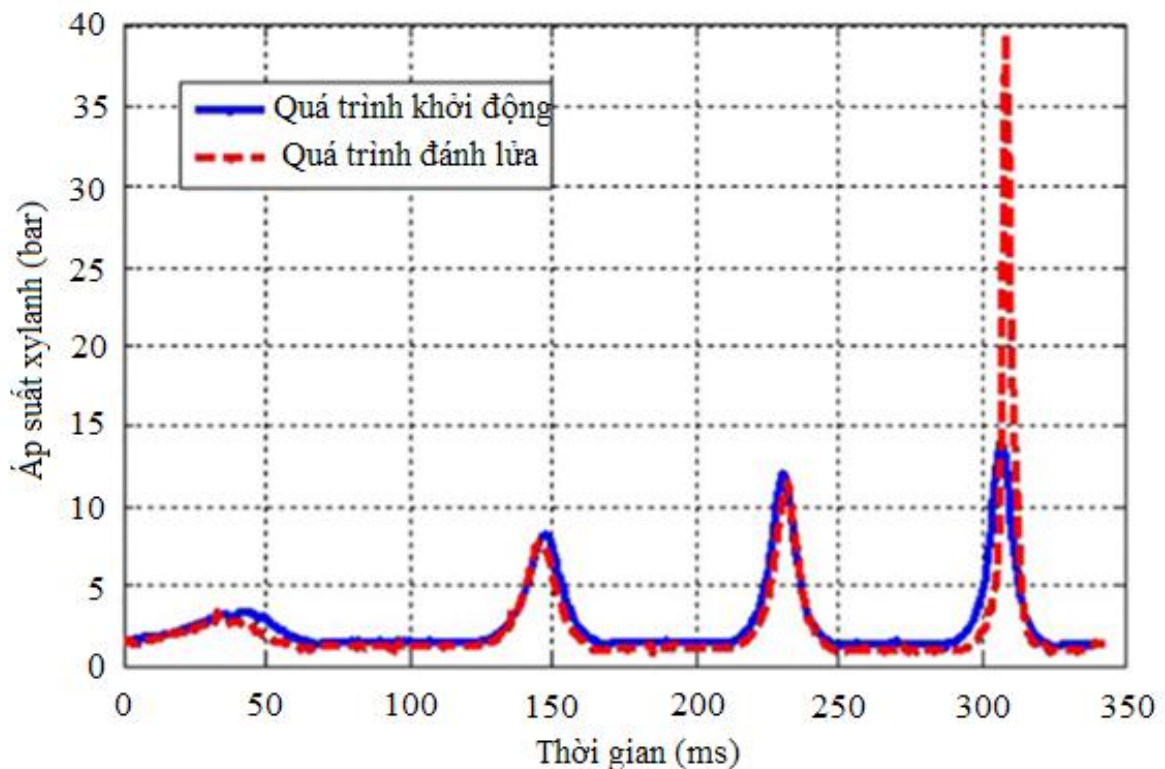
(a) Sơ đồ logic từ Đại học Công nghệ Séc [53]



(b) Sơ đồ vị trí piston của FPEG theo phương pháp điều khiển [54]

Hình 1.13: Sơ đồ logic và vị trí piston của Đại học Công nghệ Séc [53,54]

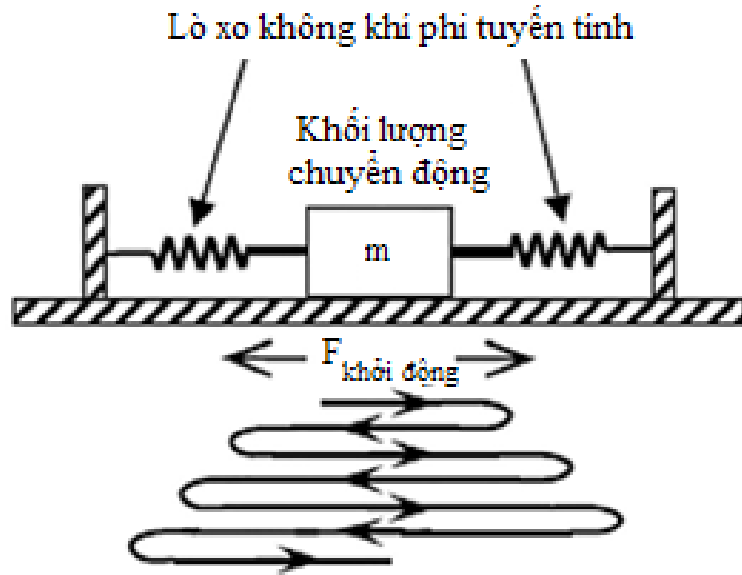
Jia Boru và cộng sự tại Học viện Bắc Kinh đã đề xuất các phương pháp điều khiển để quản lý các giai đoạn hoạt động của nguyên mẫu FPEG, bao gồm quá trình khởi động và quá trình chuyển đổi từ chế độ khởi động sang chế độ phát điện. Đối với giai đoạn khởi động, máy phát điện tuyến tính được vận hành như một động cơ, cung cấp lực đẩy ổn định để tạo chuyển động cho piston với vận tốc phù hợp. Trong quá trình này, áp suất trong xy lanh được tăng dần đến khi đạt mức cần thiết để kích hoạt quá trình đánh lửa. Kết quả thực nghiệm cho thấy phương pháp điều khiển quá trình khởi động của FPEG thành công trong việc đạt điều kiện cháy ban đầu, như minh họa trong Hình 1.14 [54,55].



Hình 1.14: Kết quả thực nghiệm áp suất trong xy lanh [55]

Zulkifli và cộng sự tại Đại học Kebangsaan Malaysia đã xây dựng các phương pháp cho quá trình khởi động thông qua mô hình mô phỏng. Lực động cơ tuyến tính và lực ma sát là các biến cố định, FPEG được đơn giản hóa như một hệ thống lò xo không khí phi tuyến tính, như được thể hiện trong Hình 1.15, độ dịch chuyển và vận tốc của piston sẽ tăng dần đến điều kiện đạt áp suất nén để bắt đầu quá trình đánh lửa đốt cháy hỗn hợp, tần số tuyến tính thay đổi phụ thuộc vào lực động cơ điện tuyến tính [56]. Cả mô phỏng và

thử nghiệm đều được triển khai cho FPEG. Kỹ thuật điều khiển vòng hở cho động cơ tuyến tính đã được sử dụng để tăng biên độ dịch chuyển của piston. Trong quá trình chuyển động cộng hưởng, chuyển động của piston được tăng dần cho đến khi đạt được lực nén cần thiết. Kết quả cho thấy, điều khiển vòng hở tạo ra hoạt động ở trạng thái ổn định [57].



Hình 1.15: Phương pháp kiểm soát quá trình khởi động của Đại học Kebangsaan [57]

Tóm lại, các báo cáo mới chỉ đánh giá được kết quả động cơ đã cháy được ở một vài chu kỳ đầu tiên mà chưa mô tả chi tiết khả năng duy trì hoạt động liên tục của động cơ trong các chu kỳ tiếp theo. Khi chuyển từ chế độ khởi động sang chế độ vận hành, động cơ gặp khó khăn trong việc duy trì hoạt động ổn định. Điều này buộc máy phát điện tuyến tính phải liên tục chuyển đổi giữa chế độ động cơ điện (để khởi động) và chế độ phát điện tuyến tính (trong quá trình hoạt động), gây ra sự gián đoạn trong chuỗi hoạt động của động cơ. Việc chuyển đổi liên tục này không chỉ ảnh hưởng đến độ ổn định mà còn làm cho hiệu suất của FPEG chưa thể được đánh giá một cách chính xác, do ảnh hưởng của các yếu tố như tải không ổn định và sự thay đổi hướng dòng năng lượng trong giai đoạn khởi động. Do đó, mặc dù phương pháp điều khiển ban đầu đã cho thấy một số kết quả khả quan, nhưng khả năng duy trì hiệu suất và tính ổn định của FPEG khi chuyển qua chế độ phát điện liên tục vẫn còn là một thách thức đáng kể cần được tiếp tục nghiên cứu và hoàn thiện.

Nhiều nghiên cứu đã chỉ ra rằng máy phát tuyến tính tích hợp trong FPEG có thể được sử dụng làm thiết bị khởi động và nó có thể hoạt động như một động cơ tuyến tính để nén khí trong xy lanh đến áp suất khởi động [58,59]. Có hai phương pháp khởi động phổ biến hiện nay là “Phương pháp chuyển đổi tức thời” và “Phương pháp chuyển đổi cộng hưởng dao động tuyến tính” [60].

Phương pháp thứ nhất sử dụng máy điện tuyến tính hoạt động như một động cơ và tạo ra lực không đổi theo hướng của vận tốc piston, mục tiêu đủ áp suất để đánh lửa chỉ trong một hành trình. Tuy nhiên, hầu hết các trường hợp công suất của máy phát điện tuyến tính không đủ để áp suất trong xy lanh đạt đến áp suất để đốt cháy hỗn hợp hòa khí chỉ trong một hành trình.

Với phương pháp này, máy phát tuyến tính hoạt động như một động cơ và tạo ra một lực không đổi theo hướng vận tốc piston, áp suất nén đạt được trong một hành trình để thực hiện đánh lửa và đốt cháy hỗn hợp hòa khí. Johnson và cộng sự [61] đã phát triển FPEG piston đối xứng, một nguồn khí nén áp suất cao bên ngoài được sử dụng để dẫn động piston, mục tiêu là đạt được tỷ số nén cần thiết trong một hành trình. Các thử nghiệm đã được chứng minh thành công; tuy nhiên, do lực phục hồi yếu nên hoạt động của nguyên mẫu bị giới hạn trong vòng chưa đầy một phút. Trong hầu hết các trường hợp sử dụng “Phương pháp chuyển đổi tức thời”, công suất của máy phát tuyến tính không đủ lớn để nén áp suất hòa khí trong xy lanh đạt nhiệt độ, áp suất cần thiết để thực hiện quá trình cháy [62].

Phương pháp thứ hai sử dụng máy phát điện có cường độ thấp cung cấp lực đẩy thay đổi theo thời gian để tích lũy năng lượng khí nén dựa trên đặc tính lò xo không khí bên trong xy lanh. Tuy phương pháp này đạt hiệu quả hơn do áp suất trong xy lanh có thể đạt đến áp suất để đốt cháy hỗn hợp hòa khí trong một vài chu kỳ nhưng phương pháp này đặt ra vấn đề điều khiển do tải và hướng dòng điện thay đổi liên tục.

Phương pháp chuyển đổi cộng hưởng dao động tuyến tính sử dụng một máy phát cường độ thấp cung cấp lực đẩy thay đổi theo thời gian để tích lũy năng lượng khí nén dựa trên đặc tính lò xo không khí bên trong xy lanh. Phương pháp này chủ yếu được sử dụng cho các nguyên mẫu FPEG hiện tại vì nó hoạt động ổn định hơn [63]. Jia và cộng

sự [64,65] đã thực hiện một thí nghiệm khởi động cộng hưởng với nguyên mẫu là động cơ không trục khuỷu phát điện tuyến tính đánh lửa cưỡng bức sử dụng nhiên liệu xăng. Nguyên mẫu sử dụng máy phát điện tuyến tính hoạt động như một động cơ điện tuyến tính để khởi động. Lực khởi động thay đổi theo hướng vận tốc piston, hệ thống điều khiển vòng kín dẫn động lực khởi động. Thí nghiệm cho thấy rằng, áp suất cực đại trong xy lanh và tỷ số nén có thể tăng lên và sau đó đạt đến trạng thái ổn định trong một số chu kỳ. Nguyên mẫu của họ đã nổ được ở chu kỳ khởi động thứ tư bằng cách sử dụng lực đẩy cố định 125 N. Lực khởi động càng lớn, tốc độ piston càng nhanh và áp suất xy lanh càng cao, giúp động cơ dễ khởi động.

Từ những phân tích trên, có thể thấy rằng các phương pháp khởi động FPE hiện tại vẫn tồn tại nhiều hạn chế, đặc biệt là trong việc duy trì sự ổn định và hiệu suất của động cơ khi chuyển từ chế độ khởi động sang chế độ vận hành liên tục. Những phương pháp này, dù đã đạt được một số kết quả ban đầu khả quan, vẫn gặp khó khăn trong việc đảm bảo động cơ hoạt động ổn định qua các chu kỳ liên tiếp và tối ưu hóa hiệu quả năng lượng trong quá trình chuyển đổi trạng thái.

Trong nghiên cứu này, một cơ cấu khởi động cơ khí mới được đề xuất, tích hợp các ưu điểm của cả hai phương pháp khởi động hiện có. Cơ cấu này có khả năng đưa piston đi hết hành trình một cách chính xác, đồng thời cung cấp chuyển động dao động tuyến tính cần thiết để đạt điều kiện áp suất thích hợp cho quá trình cháy. Với thiết kế này, hệ thống không chỉ tạo ra lực khởi động ổn định mà còn cho phép kiểm soát chặt chẽ các biến số quan trọng trong giai đoạn khởi động, từ đó giúp quá trình chuyển tiếp từ chế độ khởi động sang chế độ vận hành được thực hiện mượt mà hơn.

Ngoài ra, việc áp dụng cơ cấu khởi động cơ khí sẽ hạn chế tối đa sự phụ thuộc vào hệ thống điện, giúp giảm thiểu tổn thất năng lượng và cải thiện tính nhất quán của quá trình khởi động, đặc biệt trong các chu kỳ đầu tiên. Thiết kế mới này kỳ vọng sẽ không chỉ giúp nâng cao hiệu suất của FPE mà còn cải thiện tính ổn định trong suốt quá trình vận hành, tạo nền tảng cho việc triển khai FPE trong các ứng dụng thực tiễn đòi hỏi sự ổn định và hiệu quả cao. Nghiên cứu sẽ tiếp tục kiểm nghiệm các phương pháp điều khiển tối ưu

để đảm bảo rằng động cơ có thể vận hành ở hiệu suất cao nhất trong suốt chu trình hoạt động, đồng thời giảm thiểu các tác động tiêu cực từ việc chuyển đổi trạng thái.

1.5. Thiết lập hướng nghiên cứu

Các nghiên cứu hiện tại đã chỉ ra rằng FPEG với cấu hình piston kép là chủ đề nghiên cứu được quan tâm trong nhiều công trình khoa học, với các nguyên mẫu khác nhau được phát triển và thử nghiệm. Trong các thiết kế này, bộ phận chuyển động duy nhất là một động cơ máy phát điện tuyến tính, kết hợp với các piston được đặt ở mỗi đầu và giữa hai buồng đốt đối xứng. Cấu trúc này giúp loại bỏ hoàn toàn thiết bị hỗ trợ đổi chiều piston để hỗ trợ động cơ hoạt động ở các chu kỳ tiếp theo, bởi vì chuyển động của piston trong quá trình cháy cung cấp lực để thắng áp suất nén trong xy lanh đối diện. Do tính chất đối xứng của thiết kế, không cần hệ thống đồng bộ hóa phức tạp, vì quá trình đốt cháy được thực hiện theo chu kỳ xen kẽ, giúp giảm thiểu sự phức tạp trong quá trình vận hành.

Mặc dù nhiều nguyên mẫu FPEG piston kép đã được báo cáo, nhưng chỉ có một số ít trong số đó đạt được thành công thực tế. Một trong những yếu tố chính dẫn đến sự thất bại hoặc hạn chế của các nguyên mẫu là sự thiếu vắng của cơ cấu trực khuỷu truyền thống. Việc không có cơ cấu này gây ra khó khăn trong quá trình khởi động, dẫn đến các vấn đề như vận hành không ổn định và thiếu kiểm soát trong quá trình chuyển đổi giữa các giai đoạn. Do đó, cần có một phương pháp điều khiển tối ưu để quản lý các yếu tố này và đảm bảo rằng FPEG có thể hoạt động hiệu quả và ổn định trong suốt chu kỳ làm việc.

Trong bối cảnh đó, nghiên cứu này đã đề xuất một mô hình FPE kiểu piston kép 2 kỳ kết hợp với phương pháp khởi động cơ khí. Phương pháp này nhằm khắc phục các hạn chế hiện tại bằng cách cung cấp một cơ cấu khởi động hiệu quả và tối ưu hơn, giúp động cơ có thể vận hành ổn định và liên tục trong các chu kỳ hoạt động. Định hướng nghiên cứu này không chỉ tập trung vào việc phát triển và cải tiến mô hình FPE piston kép mà còn nhấn mạnh việc tìm kiếm một phương pháp khởi động đáng tin cậy, đáp ứng yêu cầu về hiệu suất và tính ổn định của động cơ trong suốt quá trình vận hành. Hình

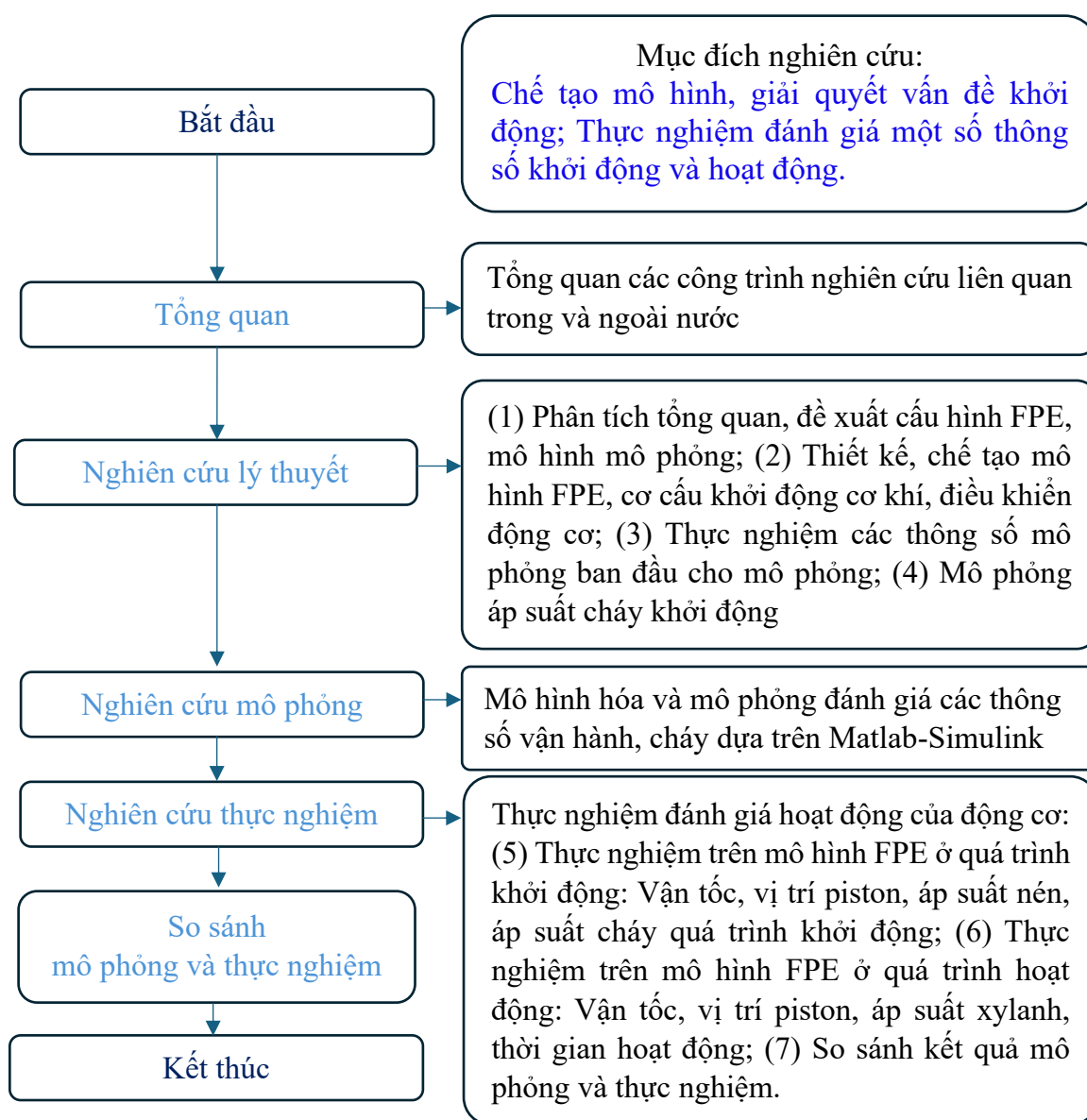
1.16 minh họa định hướng nghiên cứu và phương pháp tiếp cận của đề tài này. Các hướng tiếp cận gồm:

Phân tích, đề xuất cấu hình: Tiếp cận các cấu hình FPE đã phát triển từ đó phân tích, đánh giá và lựa chọn cấu hình FPE phù hợp cho nghiên cứu.

Phát triển mô hình: Trên cơ sở cấu hình đã đề xuất, phát triển mô hình FPE.

Nghiên cứu mô phỏng: Mô hình hóa bằng Matlab/Simulink đánh giá quá trình đánh lửa.

Nghiên cứu thực nghiệm: Sau chế tạo, khảo nghiệm đánh giá các thông số chính.



Hình 1.16: Sơ đồ định hướng nghiên cứu

1.6. Kết luận chương 1

Chương này cung cấp một cái nhìn tổng quan về các nghiên cứu gần đây liên quan đến sự phát triển của động cơ FPE, với trọng tâm là các kết quả thử nghiệm, thiết kế nguyên mẫu, và các chiến lược điều khiển. Những công trình nghiên cứu trước đây về động cơ FPE đã được phân tích và tóm lược một cách có hệ thống, nhằm cung cấp một nguồn tài liệu tham khảo phong phú và hữu ích cho quá trình nghiên cứu và phát triển trong lĩnh vực này. Các nghiên cứu trước đã làm rõ những tiến bộ quan trọng, cũng như các thách thức vẫn tồn tại trong việc phát triển và tối ưu hóa FPE, từ đó giúp xây dựng nền tảng lý thuyết vững chắc cho những công trình nghiên cứu tiếp theo.

Qua quá trình phân tích và đánh giá các nghiên cứu trước, luận án này đã lựa chọn cấu hình động cơ FPE kiểu hai kỳ, piston kép làm nền tảng cho nghiên cứu. Quyết định này được đưa ra dựa trên các yếu tố như cấu trúc đơn giản, khả năng điều khiển dễ dàng, cùng với những ưu điểm vượt trội mà nó mang lại so với các thiết kế khác. Đặc biệt, cấu hình piston kép giúp loại bỏ những hạn chế về độ phức tạp cơ khí và khả năng điều khiển trong các thiết kế động cơ truyền thống.

Bên cạnh đó, một hệ thống khởi động cơ khí cũng được đề xuất trong nghiên cứu này. Khác với các nghiên cứu trước đó, nơi mà máy phát điện tuyến tính được tích hợp vào trong động cơ, hệ thống khởi động cơ khí trong nghiên cứu này không sử dụng máy phát điện tuyến tính như một phần của cơ cấu khởi động. Tuy nhiên, hệ thống này vẫn đảm bảo khả năng khởi động hiệu quả của động cơ, đồng thời giúp tăng cường sự ổn định và giảm thiểu sự phụ thuộc vào các yếu tố điện tử phức tạp. Cơ cấu khởi động được thiết kế nhằm cung cấp lực khởi động ổn định và đảm bảo quá trình chuyển từ trạng thái khởi động sang hoạt động liên tục diễn ra một cách mượt mà, tối ưu hóa hiệu suất động cơ ngay từ những chu kỳ đầu tiên.

Với những hướng đi này, nghiên cứu không chỉ đóng góp vào việc phát triển các mô hình FPE hiệu quả mà còn góp phần giải quyết các vấn đề tồn đọng trong quá trình vận hành và khởi động động cơ, tạo nền tảng cho việc ứng dụng FPE trong các lĩnh vực thực tiễn yêu cầu hiệu suất cao và tính ổn định lâu dài.

Chương 2

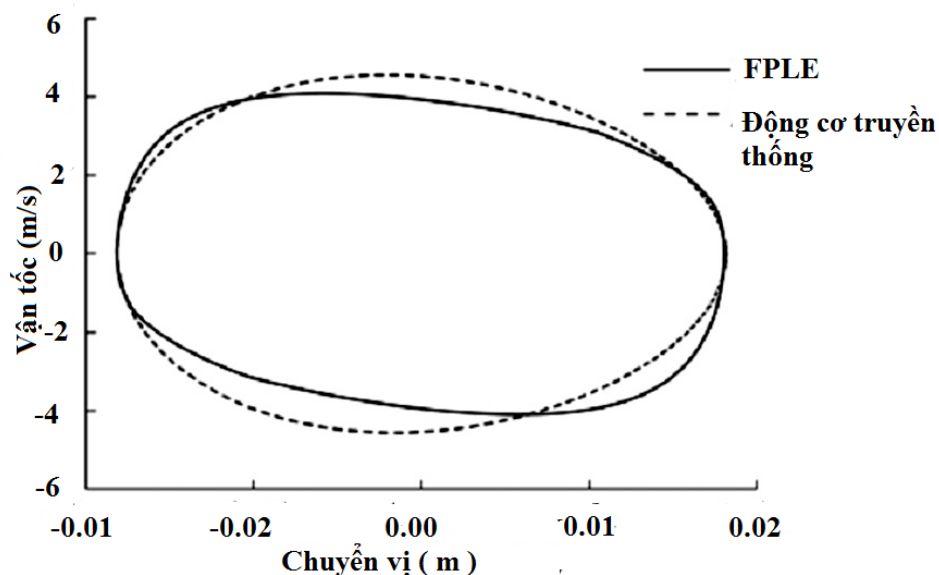
CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Chương này cung cấp một cái nhìn toàn diện về cơ sở lý thuyết của động cơ không trục khuỷu, bao gồm các khía cạnh phân tích động lực học và đặc điểm quá trình cháy trong động cơ đánh lửa cưỡng bức, với mục tiêu tạo dựng nền tảng vững chắc cho việc phát triển và đề xuất mô hình thiết kế động cơ FPE. Ngoài ra, chương này cũng tổng hợp các công trình nghiên cứu trước đó về mô hình số, thiết kế và thử nghiệm nguyên mẫu của FPE. Mô hình số là một công cụ quan trọng cho phép các nhà nghiên cứu mô phỏng và kiểm tra tính khả thi của động cơ FPE trước khi xây dựng nguyên mẫu thực nghiệm. Các nghiên cứu về mô hình số đã cung cấp những thông tin quan trọng, chẳng hạn như động lực học của hệ thống, đặc tính ma sát, và các điều kiện lý tưởng cho quá trình cháy, giúp tạo cơ sở để tinh chỉnh và cải tiến thiết kế của FPE.

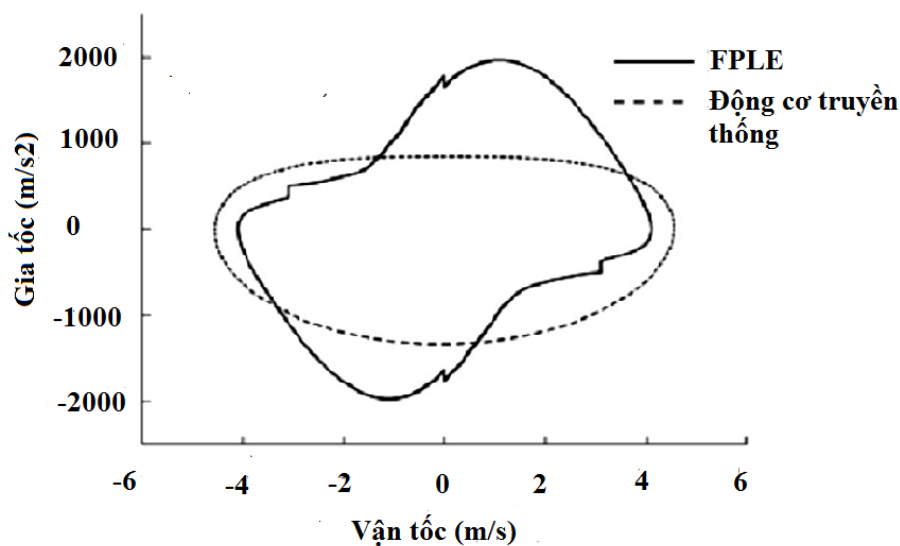
2.1. Động lực học động cơ không trục khuỷu

Trong động cơ đốt trong truyền thống, chuyển động của piston được xác định bởi các thông số hình học cố định của cơ cấu liên kết. Ngược lại, trong động cơ không trục khuỷu (Free Piston Linear Engine – FPLE) chuyển động của piston phụ thuộc vào nhiều yếu tố phức tạp hơn, bao gồm áp suất trong buồng đốt, lực ma sát, và các yếu tố ngoại lực tác động lên piston. FPLE không có điểm chết trên cố định và thể tích buồng cháy luôn thay đổi, đồng nghĩa với tỉ số nén của FPLE luôn thay đổi. Trong quá trình vận hành, động cơ không trục khuỷu linh hoạt điều chỉnh tốc độ piston để tối ưu hóa quá trình đốt cháy. Vận tốc piston nhanh hơn giúp giảm thiểu hiện tượng thất thoát hỗn hợp nhiên liệu, đồng thời tạo ra áp suất nén cao hơn, cần thiết cho chu kỳ làm việc hiệu quả. Các nghiên cứu cho thấy, lực đẩy lớn hơn sẽ trực tiếp tăng vận tốc và gia tốc của piston, rút ngắn thời gian nén. Tuy nhiên, động lực học của piston trong quá trình đốt cháy còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố phức tạp khác như góc đánh lửa, khối lượng hỗn hợp nhiên liệu và tải trọng làm việc, bằng cách điều chỉnh các thông số này động cơ có thể đạt được tỉ số nén mong muốn. Nhờ cơ chế hoạt động đặc biệt, FPLE không bị giới hạn bởi các cơ cấu truyền động như trong động cơ đốt trong truyền thống. Điều này mở ra nhiều tiềm năng để tối ưu hóa hiệu suất làm việc và giảm thiểu tiêu hao nhiên liệu. Nghiên cứu so

sánh vận tốc piston của FPLE với piston động cơ đốt trong truyền thống [66] như trong Hình 2.1 và Hình 2.2.



Hình 2.1: Biểu đồ quan hệ vận tốc và chuyển vị piston giữa động cơ truyền thống và FPLE [66]



Hình 2.2: Biểu đồ quan hệ vận tốc và gia tốc giữa động cơ truyền thống và FPLE [66]

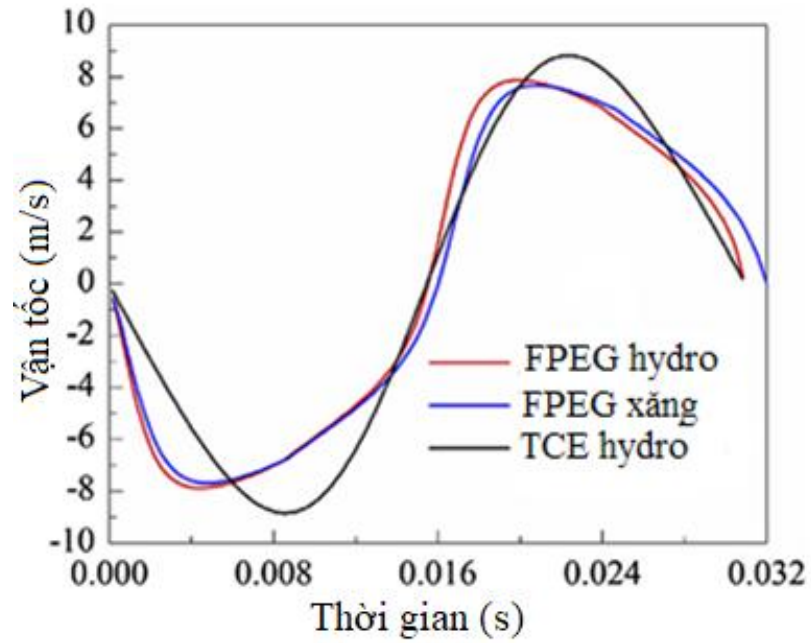
Kết quả mô phỏng cho thấy, trong quá trình cháy, vận tốc và gia tốc của piston trong động cơ đốt trong truyền thống thường đạt giá trị lớn hơn so với động cơ không trực khuỷu (FPLE). Tuy nhiên, vận tốc của piston trong FPLE lại có xu hướng biến đổi

nhanh hơn đáng kể quanh điểm chết trên, đặc biệt là tại thời điểm đảo chiều chuyển động. Điều này dẫn đến gia tốc cưỡng bức của piston trong FPLE lớn hơn đáng kể so với động cơ đốt trong truyền thống. Sự biến thiên nhanh chóng này có thể tạo ra những dao động không mong muốn, đồng thời đặt ra yêu cầu cao hơn về khả năng kiểm soát quá trình cháy và điều chỉnh chuyển động piston, nhằm đạt hiệu quả tối ưu trong vận hành động cơ FPLE. Tuy nhiên, gia tốc lớn của piston trong FPLE có tác động tích cực đến việc giảm hao phí nhiệt năng. Khi piston chuyển động với gia tốc cao, quá trình sinh công diễn ra nhanh hơn, làm giảm thời gian tiếp xúc giữa khí cháy và thành xy lanh. Điều này hạn chế sự truyền nhiệt và giảm thiểu tổn thất nhiệt. Hơn nữa, gia tốc lớn còn tăng cường quá trình trao đổi nhiệt giữa khí cháy và môi chất làm mát, nâng cao hiệu suất làm mát của động cơ.

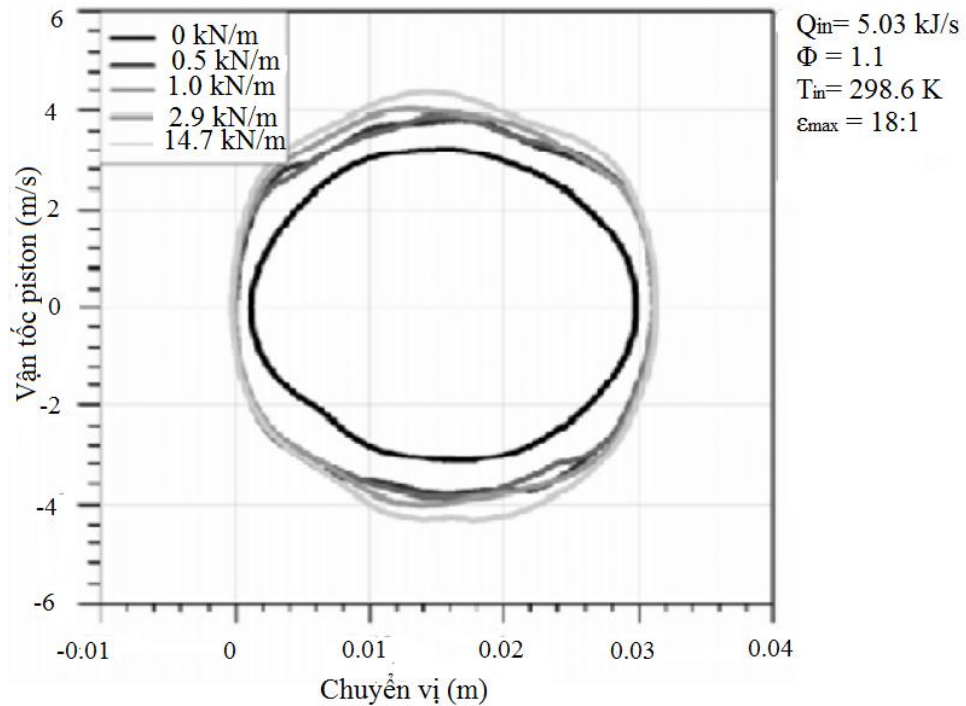
Yuan [67] đã trình bày một nghiên cứu mô phỏng của động cơ một piston sử dụng nhiên liệu hydro dựa trên mô hình động lực học chất lỏng đa chiều của quá trình đánh lửa. Kết quả mô phỏng cũng cho thấy rằng vận tốc và gia tốc của piston ở động cơ đốt trong truyền thống cao hơn so với FPLE, gia tốc cưỡng bức khi đảo chiều của FPLE lớn hơn nhiều so với động cơ đốt trong truyền thống vì vận tốc piston FPLE thay đổi rất nhanh xung quanh điểm chết trên, như thể hiện trong Hình 2.3 [67]. Các vận tốc piston và gia tốc động cơ FPLE sử dụng hydro cao hơn khi sử dụng nhiên liệu xăng do quá trình cháy của từng loại nhiên liệu là khác nhau.

Việc tăng vận tốc và quãng đường di chuyển của piston sẽ làm giảm thể tích buồng đốt tại điểm chết trên, từ đó tăng tỷ số nén. Do đó, bằng cách điều chỉnh độ cứng của thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston, ta có thể linh hoạt thay đổi tỷ số nén của động cơ FPLE, giúp tối ưu hóa hiệu suất làm việc và đáp ứng các yêu cầu hoạt động khác nhau.

Đã có những nghiên cứu thử nghiệm động lực piston bằng việc thay đổi độ cứng của lò xo kim loại hồi vị được lắp đặt trong mỗi xy lanh FPLE hai kỳ. Họ thấy rằng cả hai thông số là vận tốc piston và vị trí dịch chuyển tăng lên một cách dễ dàng bằng cách điều chỉnh độ cứng của lò xo, như trong Hình 2.4 [68]. Lực đẩy do lò xo tăng lên do thay đổi độ cứng. Như vậy, độ cứng của lò xo có ảnh hưởng đáng kể trong việc điều chỉnh tỷ số nén của FPLE.



Hình 2.3: Biểu đồ vận tốc piston với các loại nhiên liệu [67]

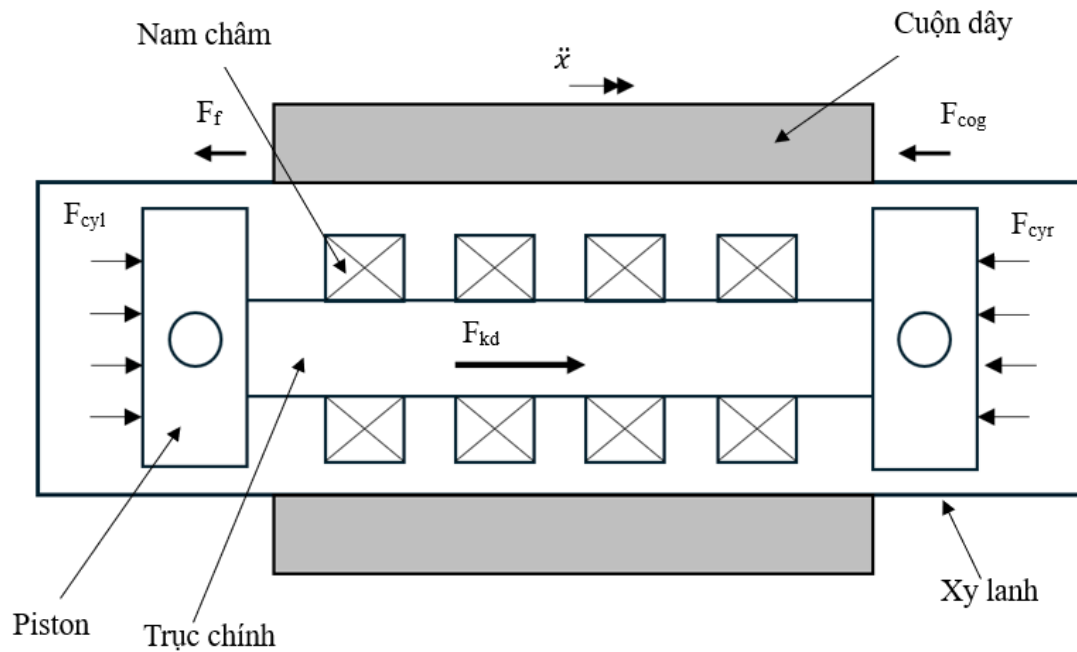


Hình 2.4: Biểu đồ quan hệ vận tốc và vị trí piston khi có lò xo [68]

Do chuyển động tịnh tiến nên động lực học của động cơ được xác định bởi tổng ngoại lực tác dụng lên nó. Sự tương tác giữa các lực này phải đảm bảo cho sự chuyển

động của động cơ nằm trong giới hạn chấp nhận được ở tất cả các chế độ hoạt động. Các lực tác dụng lên FPLE được thể hiện ở Hình 2.5, bao gồm:

- Lực khí thể tác dụng lên xy lanh trái F_{cyl} và xy lanh phải F_{cyr}
- Lực ma sát do các bề mặt tiếp xúc F_f
- Lực từ trường do cuộn dây máy phát tuyến tính gây ra F_{cog}
- Lực quán tính của các khối lượng chuyển động $m\ddot{x}$
- Lực khởi động từ máy phát tuyến tính F_{kd}



Hình 2.5: Mô hình các lực tác dụng lên cơ cấu chuyển động tịnh tiến

Theo định luật II Newton, phương trình cân bằng động lực học của khối lượng chuyển động có thể được biểu diễn:

$$m\ddot{x} = \overrightarrow{F_{cyl}} + \overrightarrow{F_{cyr}} + \overrightarrow{F_f} + \overrightarrow{F_{cog}} \quad (2.1)$$

Trong đó m là khối lượng chuyển động; \ddot{x} là gia tốc của khối lượng chuyển động; F_{cyl} , F_{cyr} lần lượt là lực khí thể sinh ra ở xy lanh trái và xy lanh phải.

Lực khí thể sinh ra ở xy lanh F_{cy} được tính theo biểu thức:

$$F_{cy} = pS \quad (2.2)$$

Với p là áp suất cháy trong buồng cháy, S là diện tích của xy lanh:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.3)$$

Trong đó D là đường kính của xylanh.

FPLE có ba chế độ hoạt động cơ bản là khởi động, chạy không tải và có tải (phát điện). Trong chế độ khởi động, lực khởi động là lực chi phối nhiều nhất. Khi quá trình cháy xảy ra, lực khí thể F_{cy} có giá trị lớn xuất hiện. Khi đó, để động cơ tự hoạt động phải ngắt khởi động ngay lập tức nếu không sẽ phát sinh hiện tượng lưu thông công suất do sự chênh lệch giữa lực khởi động và lực khí thể.

Lực ma sát trong FPLE thường được đơn giản hóa trong các mô hình và được cho là rất thấp do loại bỏ cơ cấu quay.

Lực ma sát được tính theo công thức:

$$F_f = C_f \dot{x} \quad (2.4)$$

Trong đó C_f là hệ số ma sát, \dot{x} là vận tốc của khối lượng dịch chuyển.

Lực điện từ được tính theo công thức:

$$F_{cog} = C_e \dot{x} \quad (2.5)$$

Trong đó C_e là hệ số ma sát điện từ, \dot{x} là vận tốc của khối lượng dịch chuyển.

Khí bên trong xylanh được coi là khí lý tưởng trong hệ thống kín, có tác dụng khắc phục sự cô rò rỉ khí và truyền nhiệt. Khi cửa nạp hoặc cửa xả mở trong quá trình trao đổi khí, áp suất trong xylanh được coi là áp suất môi trường. Các giả thiết quan trọng khác là: khí bên trong xylanh tồn tại như một môi trường đồng nhất (về nhiệt độ và thành phần), động năng và thế năng của khí có thể bỏ qua. Mô hình nhiệt động lực học được suy ra dựa trên phương trình bảo toàn năng lượng và phương trình khí lý tưởng.

Các quá trình nhiệt động lực học bên trong xylanh bao gồm quá trình nén/giãn nở do thay đổi thể tích xylanh, truyền nhiệt sang thành xylanh, tỏa nhiệt do đốt cháy, rò rỉ khí qua xéc măng, cũng như quá trình trao đổi khí nạp và khí thải.

Theo định luật thứ nhất của nhiệt động lực học, phương trình nhiệt động lực học như sau:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_h}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i H_i - \sum_o H_o - \sum_l H_l \quad (2.6)$$

Trong đó U là năng lượng bên trong buồng đốt, Q_c nhiệt lượng tỏa ra khi nhiên liệu cháy, Q_h là nhiệt lượng truyền trong buồng đốt, H_i là tổng entanpi của khí nạp, H_o là tổng entanpi của khí thải, H_l là tổng entanpi của khí rò rỉ.

Do khí bên trong xylanh giả định là khí lý tưởng nên năng lượng bên trong xylanh chỉ là một hàm theo nhiệt độ:

$$U = m_{air} C_v T \quad (2.7)$$

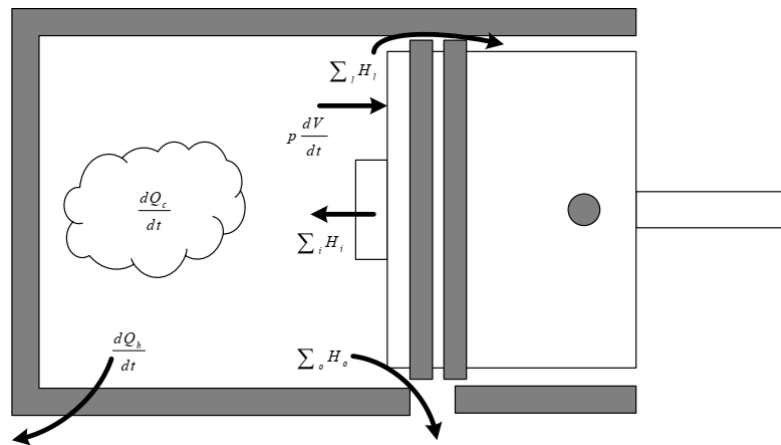
Viết dưới dạng vi phân là:

$$dU = m_{air} C_v dT + C_v T dm_{air} \quad (2.8)$$

Trong đó m_{air} là khối lượng của khí bên trong xylanh, C_v là nhiệt dung riêng đẳng tích, T là nhiệt độ của khí bên trong xylanh.

Theo phương trình trạng thái khí lý tưởng:

$$pV = m_{air} RT \quad (2.9)$$



Hình 2.6: Nhiệt động lực học bên trong xylanh [70]

Sử dụng công thức Mayer cho khí lý tưởng:

$$C_p = C_v + R \quad (2.10)$$

Trong đó C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp.

Tỷ lệ nhiệt riêng γ được tính theo biểu thức:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.11)$$

Phương trình nhiệt động lực học sau đó được suy ra dựa trên phương trình bảo toàn năng lượng và phương trình khí lý tưởng:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma-1}{V} \left(\frac{dQ_c}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \right) - \frac{p\gamma}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{p\gamma}{m_{air}} \left(\frac{dm_i}{dt} - \frac{dm_o}{dt} - \frac{dm_l}{dt} \right) \quad (2.12)$$

Chuyển động trong FPLE khác hẳn so với động cơ thông thường và có rất ít kết quả nghiên cứu về ảnh hưởng của truyền nhiệt đến quá trình cháy của động cơ. Theo các nghiên cứu trước đây, năng lượng giải phóng trong quá trình đốt cháy được mô hình hóa bằng cách sử dụng một hàm Wiebe đã sửa đổi [71]. Nói chung, hàm Wiebe liên quan đến góc quay trục khuỷu nên hàm này không phù hợp với động cơ chuyển động tuyến tính. Do đó, hàm Wiebe dựa trên thời gian được sử dụng để biểu thị phần khối lượng bị đốt cháy trong buồng đốt động cơ [72].

$$\psi = 1 - \exp \left(-a \left(\frac{t-t_s}{t_d} \right)^{b+1} \right) \quad (2.13)$$

$$\frac{dQ_c}{dt} = Q_{in} \frac{d\psi(t)}{dt} \quad (2.14)$$

Trong đó ψ là phần khối lượng nhiên liệu bị đốt cháy; a là phần trăm tiêu hao nhiên liệu; b là hệ số chất lượng cháy; t_d là thời gian cháy; t_s là thời điểm bắt đầu quá trình cháy; Q_{in} là tổng nhiệt đầu vào cho mỗi xy lanh trong một chu kỳ. Từ 2.13 và 2.14, ta có:

$$\frac{dQ_c}{dt} = a \frac{b+1}{t_d} \left(\frac{t-t_s}{t_d} \right)^b \exp \left(-a \left(\frac{t-t_s}{t_d} \right)^{b+1} \right) Q_{in} \quad (2.15)$$

Từ 2.15 ta tính được:

$$Q_{in} = m_f Q_{LHV} \quad (2.16)$$

Trong đó, m_f là khối lượng của nhiên liệu; LHV là nhiệt trị thấp của nhiên liệu. Nhiệt độ nạp vào trong xy lanh và kiểu dòng chảy thay đổi đáng kể trong suốt chu kỳ. Cả hai yếu tố này đều ảnh hưởng lớn đến quá trình truyền nhiệt. Trong quá trình nạp, nhiệt độ khí nạp thường thấp hơn nhiệt độ thành xy lanh và tốc độ dòng chảy lớn. Trong quá trình nén, nhiệt độ tăng cao và tốc độ dòng khí giảm, do đó nhiệt được truyền từ khí sang thành xy lanh. Sự truyền nhiệt giữa thành xy lanh và khí bên trong xy lanh được mô phỏng theo Hohenberg.

$$\dot{Q}_{ht} = hS_{cyl}(T - T_w) \quad (2.17)$$

Trong đó \dot{Q}_{ht} là tốc độ dòng nhiệt (J/s); h là hệ số truyền nhiệt (w/m²); S_{cyl} là diện tích bề mặt trong xy lanh tiếp xúc với khí (m²); T_w là nhiệt độ trung bình bề mặt của thành xy lanh (K).

Áp dụng công thức thực nghiệm của Hohenberg về tốc độ truyền nhiệt.

$$\frac{d\dot{Q}_{ht}}{dt} = 130V^{-0,06} \left(\frac{p}{10^5}\right)^{0,8} T^{-0,4} (\bar{v} + 1,4)^{0,8} S_{cyl}(T - T_w) \quad (2.18)$$

Trong đó, \bar{v} là vận tốc trung bình của piston (m/s); V là thể tích tức thời của xy lanh (m³).

Để tính toán lưu lượng khối lượng qua cửa vào và vòng xéc măng được giả định biểu thị bằng dòng chảy có thể nén thông qua một giới hạn dòng chảy. Nó được xác định bởi nhiệt độ, thành phần, áp suất khí bên trong xy lanh và khu vực rò rỉ khí.

Đối với sự thay đổi entanpi do khí nạp, khí thải và rò rỉ khí, áp dụng công thức khí động lực học:

$$\frac{dm_{air}}{dt} = \begin{cases} \frac{C_d S p_h}{(R_g T_{ph})^{1/2}} \left(\frac{p_l}{p_h}\right) \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_l}{p_h}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}, \frac{p_l}{p_h} > [2/(\gamma+1)]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ \frac{C_d S p_h}{(R_g T_{ph})^{1/2}} \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \frac{p_l}{p_h} \leq [2/(\gamma+1)]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (2.19)$$

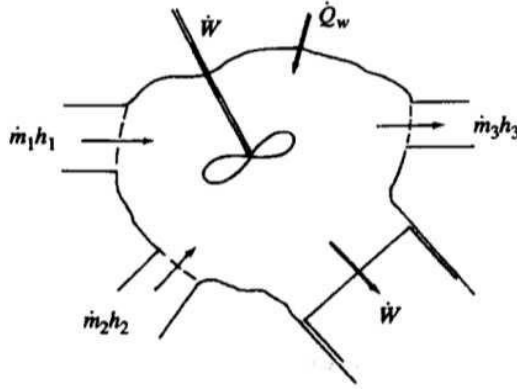
Trong đó, C_d là hệ số lưu lượng; p_l áp suất đầu áp thấp; p_h áp suất của đầu áp cao; T_{ph} nhiệt độ của đầu áp suất cao; A là tiết diện mặt cắt ngang của dòng chảy.

$$C_d = 0,85 - 0,25 \left(\frac{p_l}{p_h}\right)^2 \quad (2.20)$$

2.2. Quá trình cháy trong động cơ đánh lửa cưỡng bức

2.2.1. Hệ nhiệt động động cơ đốt trong

Chu trình nhiệt động cơ đốt trong là quá trình chuyển hóa năng lượng từ hóa năng thành cơ năng, trong đó năng lượng trung gian là nhiệt năng. Do đó, có thể coi chu trình nhiệt của động cơ đốt trong là một hệ nhiệt động mở, có sự trao đổi chất, nhiệt và công với môi trường bên ngoài, như minh họa trong Hình 2.7.



Hình 2.7: Mô hình hệ nhiệt động tổng quát động cơ đốt trong [72]

Từ định luật nhiệt động học thứ nhất và phương trình trạng thái xác định được các biểu thức biến thiên nội năng (2.9), biến thiên áp suất (2.10) và biến thiên nhiệt độ (2.11) thông qua quy luật trao đổi chất $\sum_j \dot{m}_j h_j$, quy luật trao đổi nhiệt \dot{Q}_w [72].

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum \frac{dQ_i}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} \quad (2.27)$$

$$pV = mRT \quad (2.28)$$

$$\dot{p} = \frac{\rho}{\partial p / \partial p} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \dot{T} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial \varnothing} \dot{\varnothing} + \frac{\dot{m}}{m} \right) \quad (2.29)$$

$$\dot{T} = \left[B - \frac{p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \left(\frac{\dot{m}}{m} - \frac{\dot{V}}{V} + \frac{\partial R}{\partial \varnothing} \frac{\dot{\varnothing}}{R} \right) - \frac{\partial u}{\partial \varnothing} \dot{\varnothing} \right] / \left(\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{C_p}{D} \frac{\partial u}{\partial p} \right) \quad (2.30)$$

Trong đó:

$$B = -RT \frac{\dot{V}}{V} + \frac{1}{m} \left(\dot{Q}_w + \sum \dot{m}_j h_j - \dot{m} u \right)$$

$$C = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T}$$

$$D = 1 - \frac{P}{R} \frac{\partial R}{\partial T}$$

Giải hệ phương trình (2.27), (2.28) và (2.29), sẽ xác định được biến thiên nhiệt lượng mà môi chất công tác trao đổi với môi trường bên ngoài, cũng như biến thiên áp suất và nhiệt độ của môi chất. Việc giải hệ phương trình này đòi hỏi thông tin về quy luật trao đổi nhiệt giữa môi chất và môi trường xung quanh \dot{m}_j , biến thiên theo thời gian của hệ số truyền nhiệt tương đương φ (phản ánh khả năng trao đổi nhiệt giữa các thành phần

trong hỗn hợp môi chất) và các thông số nhiệt động học của môi chất h_j (như nhiệt dung riêng, độ dẫn nhiệt, ...).

Thể tích chứa môi chất công tác (V) trong động cơ đốt trong là không gian giới hạn bởi nắp máy, thành xy lanh và đỉnh piston. Khi piston di chuyển từ điểm chết trên (ĐCT) xuống điểm chết dưới (ĐCD) và ngược lại, thể tích này thay đổi liên tục. Thể tích nhỏ nhất V_c xảy ra khi piston ở ĐCT, còn thể tích lớn nhất V_a xảy ra khi piston ở ĐCD.

Thể tích công tác V_h là thể tích mà piston quét qua trong một hành trình, tương ứng với sự thay đổi thể tích lớn nhất của buồng cháy. Thể tích buồng cháy V_c là thể tích nhỏ nhất của buồng cháy khi piston ở ĐCT. Thể tích chứa môi chất tại thời điểm t , ký hiệu V_X , phụ thuộc vào vị trí của piston và có thể tính toán được bằng các biểu thức (2.31), (2.32) và (2.33). Các biểu thức này thường liên quan đến các thông số hình học của động cơ như đường kính xi lanh, hành trình piston và vị trí của piston tại thời điểm t .

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (2.31)$$

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (2.32)$$

$$V_X = \frac{\pi D^2}{4} X \quad (2.33)$$

D: Đường kính xy lanh động cơ

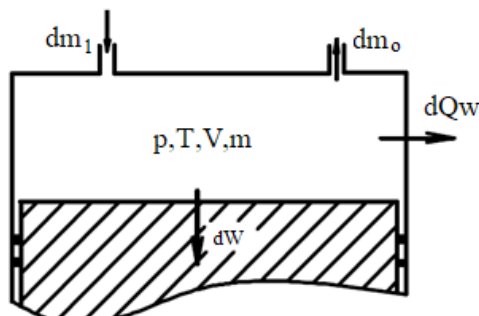
S: Hành trình piston

ε : tỷ số nén động cơ

X: chuyển vị piston

2.2.2. Chu trình nhiệt động động cơ đánh lửa cưỡng bức

Mô hình minh họa được thể hiện ở Hình 2.8.



Hình 2.8: Mô hình nhiệt động học động cơ đánh lửa cưỡng bức [73]

Thay $dU = mC_v dT$, biểu thức (2.27) trở thành:

$$\frac{dQ_w}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum h_i \frac{dm_i}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} \quad (2.34)$$

Vi phân hai vế biểu thức $pV = mRT$ với điều kiện $R = \text{const}$, biểu thức (2.28) trở thành:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (2.35)$$

Trong quá trình nạp và thải, động cơ có sự trao đổi chất với môi trường bên ngoài (nạp nhiên liệu và không khí trong quá trình nạp, thải khí cháy trong quá trình thải) nên $dm \neq 0$ và khó xác định bằng lý thuyết.

Đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức hình thành hòa khí bên ngoài và bỏ qua lọt khí các te thì giá trị dm là rất bé có thể bỏ qua, do đó biểu thức (2.34) và (2.35) trở thành:

$$\frac{dQ_w}{dt} = p \frac{dV}{dt} - mC_v \frac{dT}{dt} \quad (2.36)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (2.37)$$

Thay biểu thức (2.36) vào biểu thức (2.37) và $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ thì suất tỏa nhiệt biểu kiến của động cơ được xác định:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (2.38)$$

Từ biểu thức (2.37), nếu xác định được $\frac{dp}{p}$ thì hoàn toàn xác định được $\frac{dT}{T}$ và suất tỏa nhiệt $\frac{dQ_w}{dt}$ bởi $\frac{dV}{V}$ được tính toán từ quy luật động học của động cơ.

2.3. Mục tiêu mô phỏng

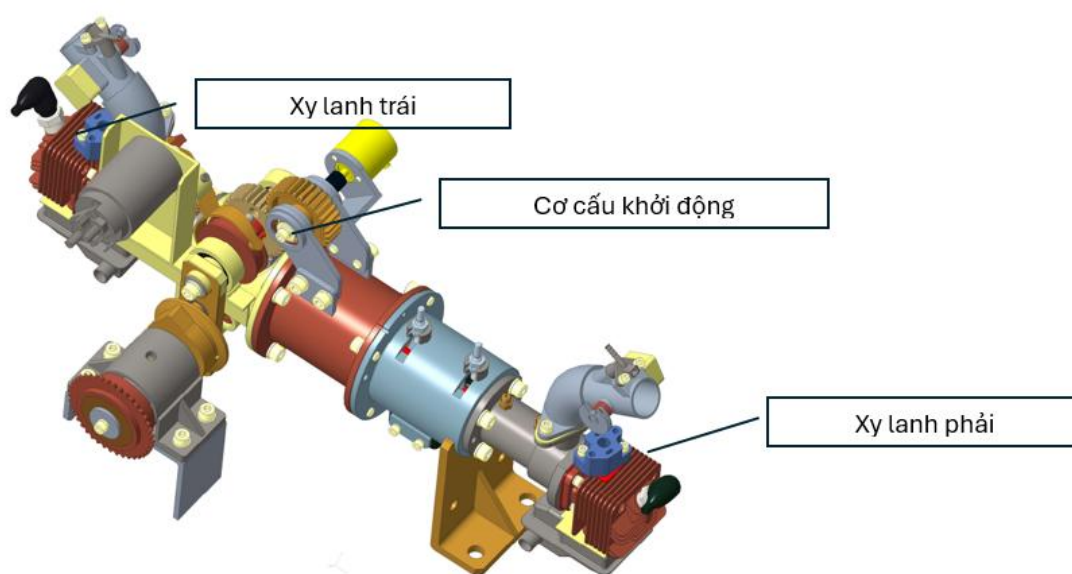
Dựa trên cơ sở các nghiên cứu đã được phân tích, nghiên cứu sinh đã đề xuất một mô hình động cơ không trục khuỷu với cấu trúc piston kép hai kỳ. Mô hình FPE này nhằm tối ưu hóa tính hiệu quả và độ linh hoạt của động cơ không trục khuỷu trong điều kiện vận hành thực tế, hình 2.9.

Sau khi xây dựng và phân tích mô hình FPE đề xuất, một mô hình mô phỏng chi tiết đã được thiết lập để tiến hành khảo sát các thông số quan trọng của quá trình khởi động. Các thông số chính được phân tích bao gồm vận tốc và gia tốc của piston, áp suất

buồng đốt trong xylanh, và các thông số động học liên quan. Quá trình khởi động này là một giai đoạn quan trọng để đánh giá sự đáp ứng của động cơ trong điều kiện hoạt động.

Mô hình mô phỏng không chỉ cho phép kiểm tra và phân tích các thông số động lực học, mà còn giúp tối ưu hóa các thông số vận hành của FPE, đặc biệt là trong giai đoạn khởi động. Thông qua quá trình mô phỏng, nhóm nghiên cứu có thể điều chỉnh các yếu tố liên quan nhằm đảm bảo quá trình khởi động diễn ra ổn định.

Việc sử dụng mô hình mô phỏng trong khảo sát các đặc tính của động cơ không chỉ giúp giảm thiểu rủi ro trong thiết kế và thử nghiệm, mà còn mở ra tiềm năng cho việc ứng dụng FPE trong các lĩnh vực cần độ linh hoạt cao như máy phát điện di động hoặc các phương tiện hybrid.



Hình 2.9: Mô hình FPE nghiên cứu trong luận án

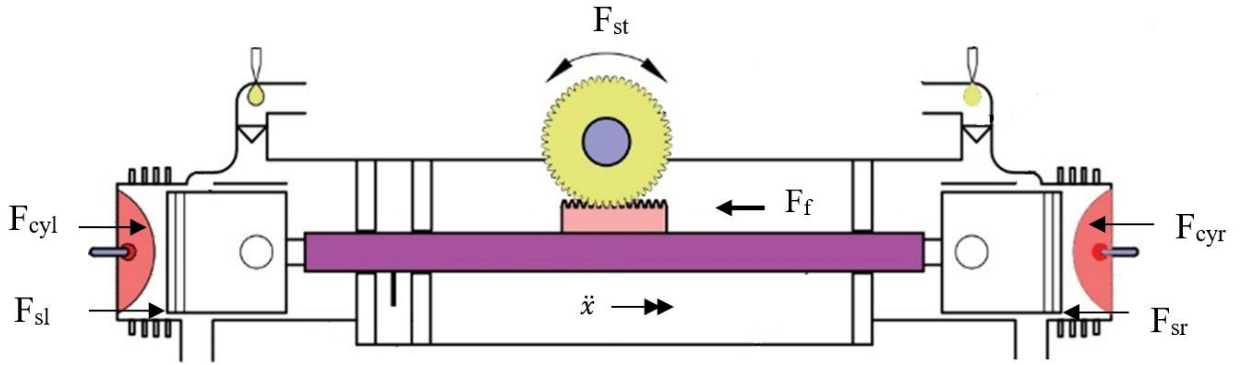
2.4. Động lực học của mô hình FPE

Piston được điều khiển dao động từ điểm giới hạn trên đến điểm giới hạn dưới hoặc ngược lại với khoảng cách cố định. Có thể xem như piston dao động dưới dạng hình Sin, được biểu diễn dưới dạng:

$$x_s = A \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \sin(2\pi f \times t) \quad (2.39)$$

Trong đó x_s là chuyển vị của piston khi động cơ khởi động (mm), A là chiều dài nửa hành trình (mm), ε là tỉ số nén ban đầu của động cơ khi khởi động và f là tần số hoạt động (Hz). Tỷ số nén khởi động của động là 3 tần số khởi động không đổi của piston là 10 Hz. Trong luận án này, FPE được thiết kế để đánh giá quá trình khởi động và hoạt

động ở điều kiện không tải (chưa tích hợp máy phát điện tuyến tính) nên bỏ qua lực điện từ của máy phát điện. Vì thế, các lực cơ học tác dụng lên piston bao gồm lực khí thể trong xy lanh trái và phải, lực ma sát cơ học và lực quán tính, lực kéo của máy khởi động[74], Hình 2.10.



Hình 2.10: Sơ đồ động lực học FPE

Động lực học của piston có thể được xác định bằng định luật Newton II.

$$F_{st} - F_{sl} - F_{sr} - F_f = m \frac{d^2x}{dt^2} \text{ (quá trình khởi động)} \quad (2.40)$$

$$F_{cyl} - F_{cyr} - F_f = m \frac{d^2x}{dt^2} \text{ (quá trình hoạt động)} \quad (2.41)$$

$$F_{cyl} = P_{cyl} \times S \quad (2.42)$$

$$F_{cyr} = P_{cyr} \times S \quad (2.43)$$

F_{cyl} , F_{cyr} là lực khí thể tạo ra từ quá trình giải phóng nhiệt trong xy lanh trái và phải, P_{cyl} , P_{cyr} là áp suất cháy trong xy lanh trái và phải, S là diện tích đỉnh piston. F_f là lực ma sát, m là khối lượng của chuyển động, $\frac{d^2x}{dt^2}$ là gia tốc của piston, F_{sl} , F_{sr} lần lượt là lực nén ở bên trái và bên phải. F_{st} là lực được nhận từ thiết bị khởi động. Khi động cơ chuyển sang chế độ hoạt động, áp suất trong xy lanh có thể viết như sau:

$$P_{cyl} = P_{lcp} + P_{lh} \times \sigma_l \quad (2.44)$$

$$P_{cyr} = P_{rcp} + P_{rh} \times \sigma_r \quad (2.45)$$

$$\sigma_l = \begin{cases} 1, & \frac{dx}{dt} \geq 0 \\ 0, & \frac{dx}{dt} < 0 \end{cases}$$

$$\sigma_r = \begin{cases} 1, & \frac{dx}{dt} \geq 0 \\ 0, & \frac{dx}{dt} < 0 \end{cases}$$

P_{lcp} , P_{rcp} là áp suất do xylanh thay đổi thể tích; P_{lh} , P_{rh} là áp suất do giải phóng nhiệt trong quá trình cháy. Giả sử quá trình cháy diễn ra tuần tự xylanh trái đến xylanh phải, khi tia lửa bên phía xylanh trái được hình thành, áp suất cháy tăng rất nhỏ nên quá trình nén vẫn diễn ra cho đến khi áp suất cháy đủ lớn để đẩy piston sang phải. Như vậy, điều kiện để piston từ phải sang trái là:

$$F_{cyr} (\sigma_r = 0) \leq m \frac{d^2x}{dt^2} \leq F_{cyr} (\sigma_r = 1) \quad (2.46)$$

Trong đó, $m \frac{d^2x}{dt^2}$ là lực quán tính khi piston đi từ trái sang phải. Nếu lực quán tính $m \frac{d^2x}{dt^2}$ nhỏ thì không đủ lực để thực hiện quá trình nén ở xylanh phải, ngược lại lực quán tính $m \frac{d^2x}{dt^2}$ khi piston di chuyển sang phải lớn thì lực khí thể F_{cyr} sinh ra trong quá trình giải phóng nhiệt của xylanh bên phải không đủ để nén xylanh bên trái đến áp suất đánh lửa làm động cơ dừng ngay lập tức. Vì thế, F_{cyr} , F_{cyl} phụ thuộc vào vào lực quán tính do áp suất sinh ra khi giải phóng nhiệt trong quá trình cháy của phía đối diện. Nhưng động cơ FPE không có ĐCT cố định nên áp suất này rất khó kiểm soát dẫn đến tỷ số nén động cơ không ổn định.

2.5. Mô hình áp suất cháy trong xylanh

Sự thay đổi áp suất trong xylanh do quá trình đốt cháy của FPE có thể thu được dưới dạng đạo hàm của phương trình nhiệt động lực học thứ nhất:

$$\frac{dp}{dt} = -\gamma \frac{p}{v} \frac{dv}{dt} + (\gamma - 1) \frac{Q_{in}}{v} \frac{dx_b}{dt} \quad (2.47)$$

Trong đó:

p: áp suất trong xy lanh (bar)

$\gamma = 1,4$: chỉ số tỷ lệ nhiệt riêng

V: thể tích xy lanh (m^3)

Q_{in} : nhiệt lượng đầu vào

x_b : khối lượng nhiên liệu bị đốt cháy (mass fraction burned – mfb)

Quá trình đốt cháy, mô phỏng phần khối lượng bị đốt cháy được thực hiện bằng hàm Wiebe [75,76]:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{t-t_s}{c_d} \right)^{b+1} \right] \quad (2.48)$$

Trong đó:

C_d : % thời gian cháy

t_s : Thời điểm bắt đầu đánh lửa

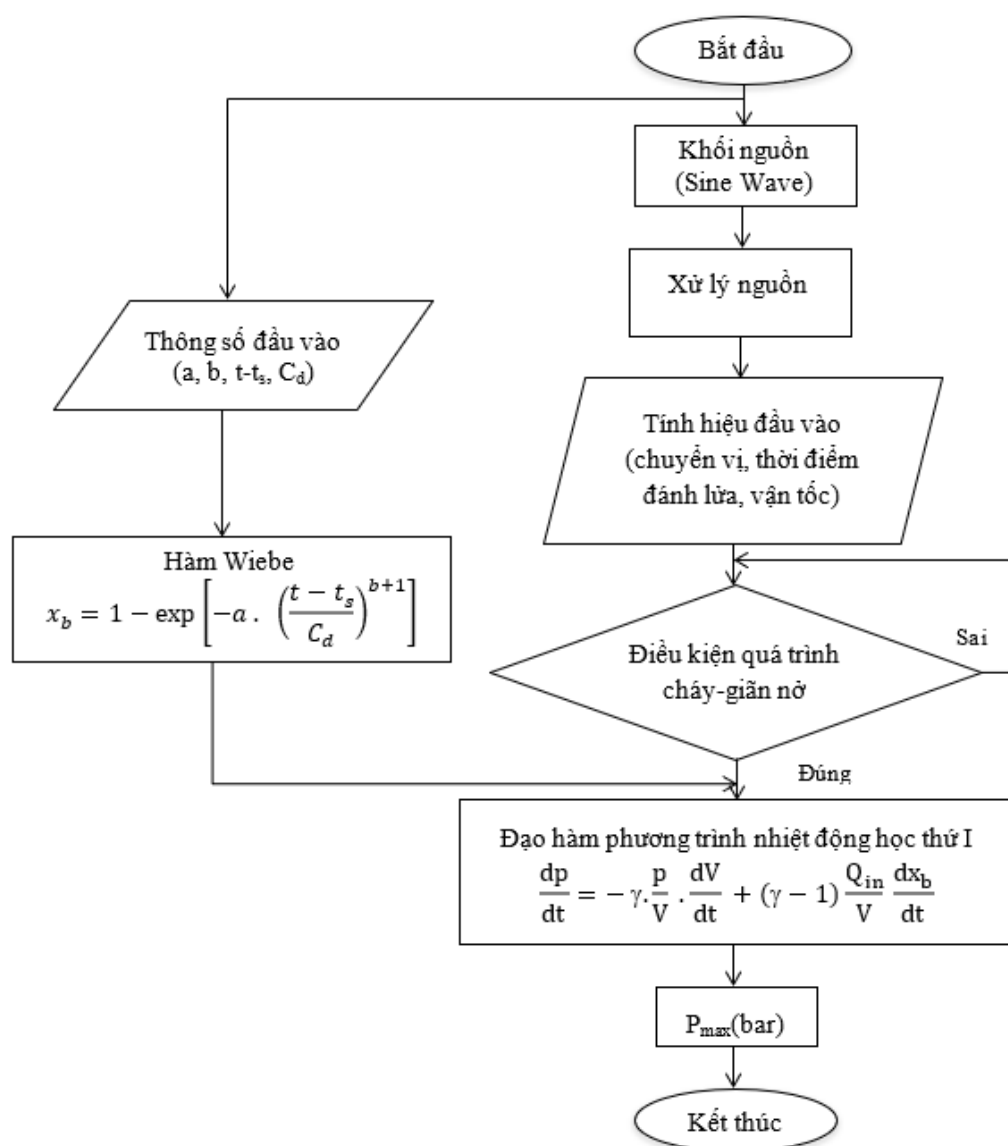
Các hằng số của $a = -5$ và $b = 2$ được sử dụng. Những hằng số được sử dụng rộng rãi cho động cơ đánh lửa nói chung và nó đã được chứng minh rằng chúng tương quan tốt với dữ liệu thực nghiệm [77]. Lưu đồ mô phỏng và mô hình mô phỏng Matlab Simulink thể hiện ở Hình 2.11 và Hình 2.12.

Các giả thiết về quá trình cháy trong động cơ không trực khuỷu trong mô hình hóa và mô phỏng này như sau:

- Sử dụng hàm Wiebe: Nhiều nghiên cứu sử dụng hàm Wiebe để biểu diễn tỷ lệ khối lượng nhiên liệu bị đốt cháy, lượng nhiên liệu giả định là cháy hoàn toàn.
- Áp suất quét khí và áp suất cuối quá trình nén khởi động cố định: Để đơn giản hóa mô hình, nghiên cứu giả thiết áp suất khí trong buồng đốt là cố định bằng áp suất quét khí khi các cổng quét khí mở. Áp suất cuối quá trình nén trong quá trình khởi động là 4 bar.
- Mô hình đơn giản cho sự phân bố áp suất: Giả sử áp suất trong buồng đốt là đồng đều trong suốt quá trình cháy. Điều này giúp bỏ qua sự thay đổi của áp suất tại các điểm

khác nhau trong xylanh, làm cho mô phỏng trở nên đơn giản hơn, mặc dù trong thực tế có sự phân bố không đều của áp suất.

- Tốc độ cháy đồng đều: Giả sử tốc độ cháy trong xylanh là đồng đều trên toàn bộ diện tích buồng đốt. Điều này có thể thay thế các mô hình phức tạp của sự không đồng nhất trong quá trình cháy hoặc sự thay đổi tốc độ cháy ở các vùng khác nhau của xylanh.
- Quá trình nén và giãn nở: Giả sử quá trình nén và giãn nở trong xylanh là không có trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh, tức là không có sự mất nhiệt trong quá trình này.

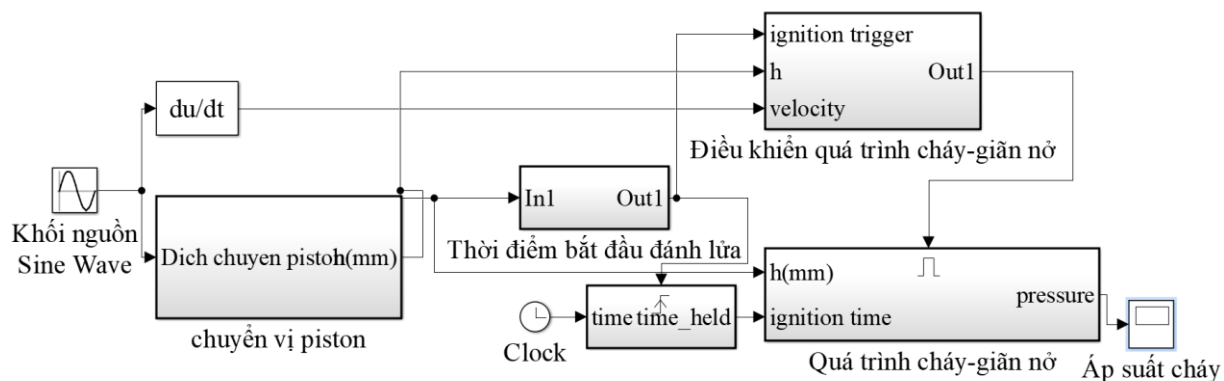


Hình 2.11: Lưu đồ mô phỏng áp suất trong xylanh sau thời điểm đánh lửa

Các khối chính được thể hiện dưới đây:

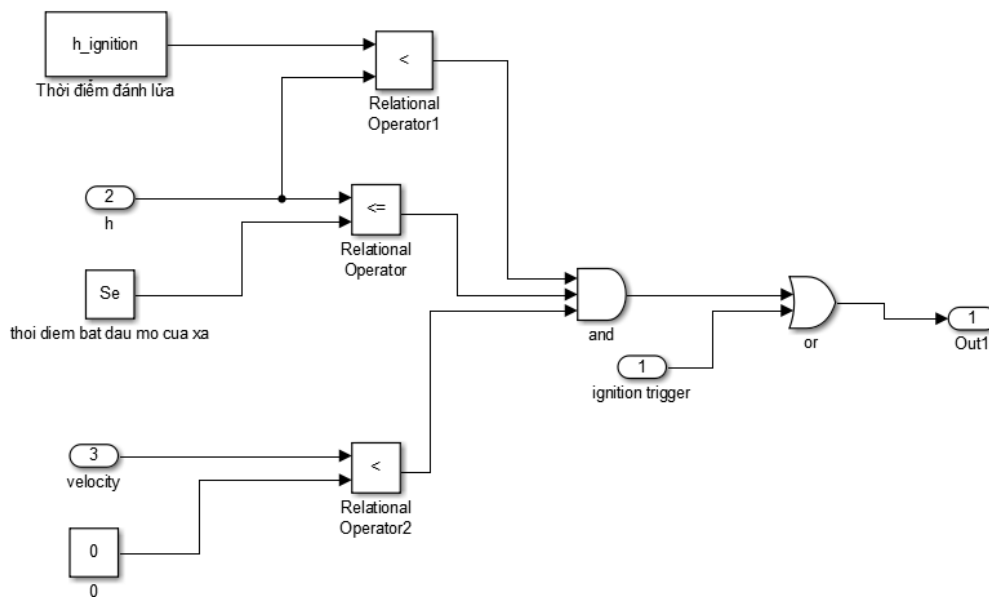
Khối nguồn đầu vào *Sine Wave*: dữ liệu đưa gồm khoảng dịch chuyển của piston. Phương trình mô phỏng.

$$10\text{Hz}: 11 \sin(20\pi t - \frac{1}{2}\pi)$$



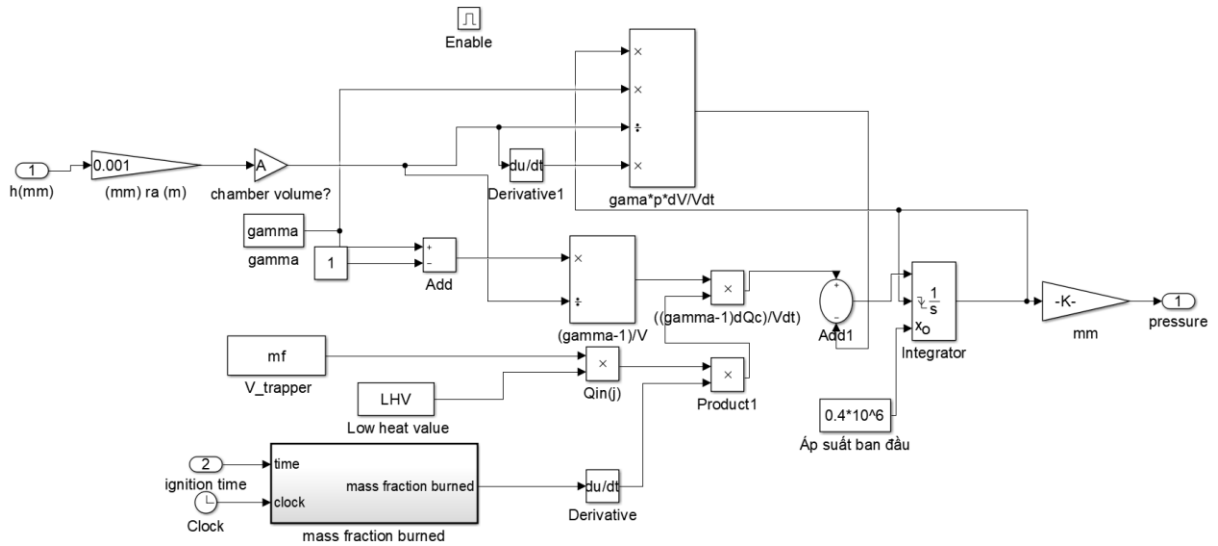
Hình 2.12: Mô hình áp suất cháy trong xylanh Matlab Simulink

Khối điều khiển quá trình cháy - giãn nở: Thời điểm cháy-giãn nở bắt đầu ở thời điểm bắt đầu đánh lửa và kết thúc khi công xả vừa mở. Các điều kiện để điều khiển được thể hiện qua hình 2.13.

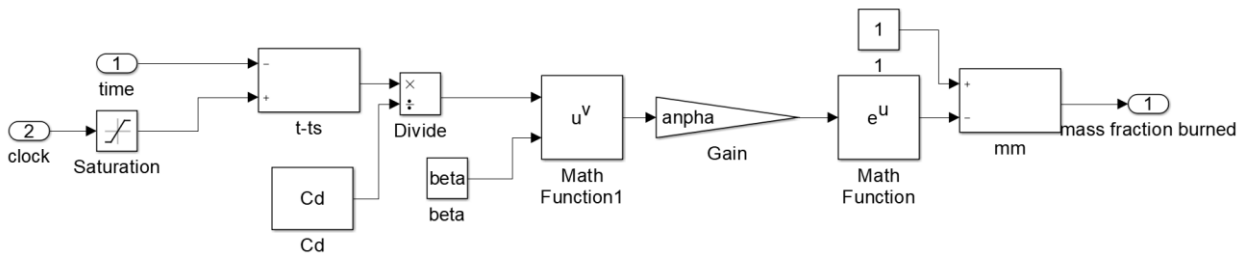


Hình 2.13: Khối điều khiển quá trình cháy-giãn nở Matlab Simulink

Khối quá trình cháy-giãn nở: Khối này chứa đạo hàm phương trình nhiệt động học thứ nhất hình 2.14 và khối lượng bị đốt cháy (mass fraction burn-mfb) hình 2.15.



Hình 2.14: Quá trình cháy giãn nở Matlab Simulink



Hình 2.15: Khối lượng nhiên liệu đốt cháy (mass fraction burn-mfb)

2.6. Kết luận chương 2

Chương này giới thiệu các mô hình động lực học của động cơ không trục khuỷu, cung cấp cơ sở lý thuyết quan trọng để mô phỏng và phân tích FPE trong nghiên cứu. Mô hình mô phỏng quá trình cháy của FPE trong giai đoạn khởi động được xây dựng dựa trên phương trình nhiệt động lực học thứ nhất kết hợp với hàm Wiebe, và toàn bộ hệ thống mô phỏng được triển khai trên nền tảng Matlab Simulink.

Trong mô hình này, các yếu tố phức tạp như lực điện từ được bỏ qua (động cơ không kéo tải máy phát) và lực ma sát được xem là rất nhỏ, không được đưa vào tính toán, giúp đơn giản hóa quá trình mô phỏng. Các thông số đầu ra chính của mô hình bao gồm áp suất buồng cháy, vận tốc, và gia tốc của piston – những yếu tố then chốt ảnh hưởng đến hiệu suất cũng như khả năng duy trì hoạt động ổn định của FPE. Các thông số này đánh

giá về quá trình vận hành của FPE trong giai đoạn khởi động, khi động cơ không có trục khuỷu hỗ trợ điều khiển vị trí piston. Đặc biệt, việc theo dõi các yếu tố như áp suất cháy và động học của piston giúp đánh giá khả năng duy trì chu kỳ đốt cháy, hiệu suất chuyển hóa năng lượng và độ ổn định của động cơ trong các giai đoạn vận hành đầu tiên. Từ các kết quả mô phỏng, người nghiên cứu có thể tối ưu hóa thiết kế cũng như các phương pháp điều khiển, góp phần nâng cao hiệu suất và độ bền của FPE trong các ứng dụng thực tế.

Chương 3

NGHIÊN CỨU XÂY DỰNG MÔ HÌNH VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG KHÔNG TRỤC KHUYU FPE

Động cơ đốt trong không trục khuỷu (FPE) có kết cấu không gồm trục khuỷu - thanh truyền nên đòi hỏi các thông số kỹ thuật để đánh giá khả năng hoạt động ổn định của động cơ, đồng thời tối ưu hóa hiệu suất vận hành. Vì vậy, việc phát triển mô hình FPE là bước đi quan trọng và mang tính nền tảng cho các phân tích sau này. Trong Chương này, các thông số của cơ cấu khởi động cơ khí được tính toán và thiết kế một cách chi tiết, với các bản vẽ thiết kế chi tiết của mô hình FPE được trình bày trong phần phụ lục để tiện tham khảo. Sau khi hoàn thiện thiết kế, mô hình FPE đã được chế tạo và tiến hành thử nghiệm ban đầu nhằm xác định các thông số quan trọng như áp suất nén và tốc độ khởi động ban đầu – những yếu tố có ý nghĩa quyết định đối với hiệu quả hoạt động của động cơ.

Ngoài ra, phương pháp điều khiển quá trình khởi động và vận hành của FPE cũng được nghiên cứu nhằm đảm bảo động cơ có thể duy trì sự ổn định trong suốt quá trình hoạt động. Các thông số kỹ thuật ban đầu, sau khi đã được tính toán và kiểm chứng thông qua thực nghiệm, sẽ trở thành nền tảng quan trọng cho các mô phỏng áp suất trong quá trình cháy cũng như các thử nghiệm sâu hơn về quá trình khởi động và vận hành động cơ, được trình bày trong Chương 4.

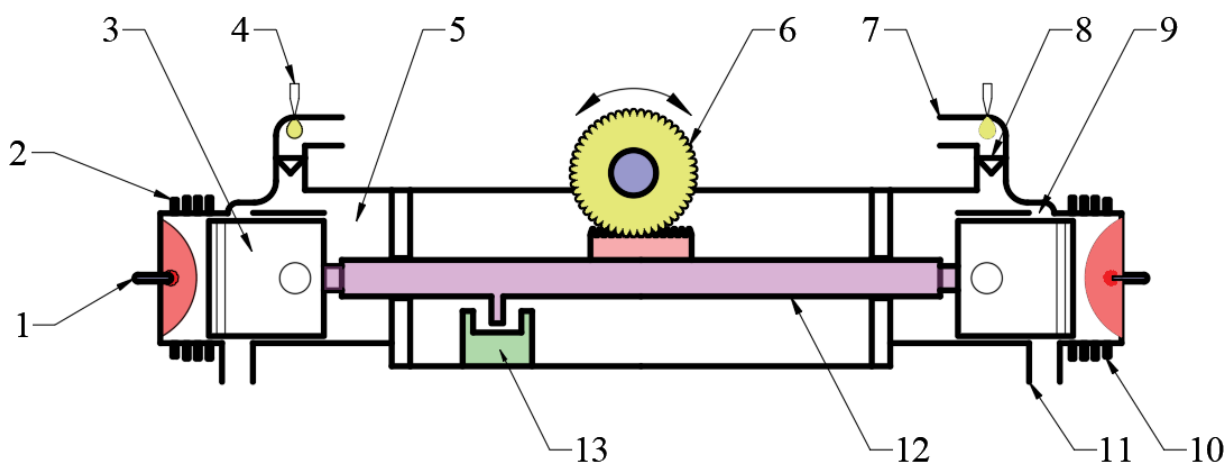
3.1. Các thông số cơ bản của động cơ

Mô hình động cơ không trục khuỷu FPE được trình bày trong Hình 3.1, sử dụng thiết kế với hai động cơ hai kỳ tích hợp hệ thống đánh lửa bằng tia lửa điện. Các thông số kỹ thuật chính của nguyên mẫu FPE này được tổng hợp trong Bảng 3.1, cung cấp thông tin tổng quát về các yếu tố cấu thành và phạm vi hoạt động của động cơ. Để khởi động động cơ, một cơ cấu cơ khí được triển khai nhằm dẫn động piston chuyển động với tần số tuyến tính cho đến khi đạt đến áp suất nén cần thiết để khởi động.

Hệ thống đánh lửa của động cơ bao gồm cuộn dây đánh lửa, IC đánh lửa và bugi, tạo ra tia lửa điện ở thời điểm tối ưu cho quá trình đốt cháy hỗn hợp. Khi cơ cấu cơ khí hoạt động, nhiên liệu được phun vào đường ống nạp để tạo thành hỗn hợp không khí – nhiên liệu. Hỗn hợp này sau đó đi vào buồng phụ trong hành trình nạp, thông qua một van một chiều. Trong quá trình quét khí, hỗn hợp không khí – nhiên liệu được chuyển từ buồng chứa phụ vào xy lanh, nơi diễn ra các quá trình nén, đốt cháy và xả để hoàn thành một chu kỳ làm việc của động cơ.

Để đảm bảo tỷ lệ không khí – nhiên liệu và thời điểm đánh lửa đạt độ chính xác cao, hệ thống phun nhiên liệu được điều khiển điện tử thông qua NI-USB 6212. Thiết bị điều khiển này cho phép quản lý vị trí đánh lửa và tỷ lệ hỗn hợp nhiên liệu một cách tối ưu, giúp tối ưu hóa hiệu suất quá trình cháy và hiệu quả của chu trình động cơ.

Thiết kế mô hình FPE này đã góp phần định hình một hướng đi mới trong nghiên cứu động cơ không trục khuỷu, mở ra khả năng tối ưu hóa và ứng dụng động cơ FPE trong nhiều lĩnh vực yêu cầu sự linh hoạt và hiệu quả cao trong vận hành.



Hình 3.1: Sơ đồ nguyên lý của FPE

1. Bugi; 2. Xylanh trái; 3. Piston; 4. Vòi phun nhiên liệu; 5. Buồng chứa phụ; 6. Khởi động cơ khí; 7. Cửa nạp khí; 8. Van một chiều; 9. Cửa quét; 10. Xylanh phải; 11. Cửa xả; 12. Trục kết nối chính; 13. Giới hạn hành trình piston.

Bảng 3.1: Thông số kỹ thuật của động cơ nghiên cứu

Mô tả thông số	Giá trị
Số xy lanh, số kỳ	2, 2 kỳ
Đường kính xy lanh (mm)	34
Hành trình khởi động (mm)	22
Hành trình tối đa (mm)	30
Tỉ số nén tối đa	9:1

3.1.1. Mô tả nguyên lý làm việc

FPE bao gồm hai xi lanh đối xứng (2 và 10), mỗi xy lanh có buồng đốt tương ứng, bộ van một chiều (4), bugi (1) và piston (3), kim phun nhiên liệu (4). Một cơ cấu khởi động cơ khí (6) được đặt khoảng giữa các xy lanh. Hai piston được kết nối bằng trục kết nối chính (12) của động cơ, bộ phận này là bộ phận chuyển động quan trọng nhất của hệ thống giúp động cơ đảo chiều và duy trì hoạt động. Hỗn hợp hòa khí được đưa vào buồng chứa phụ động cơ qua cửa nạp (7) và được cửa quét (9) quét vào xy lanh động cơ. Sau quá trình đốt cháy, khí cháy được thải ra ngoài thông qua cửa xả (11). Cơ cấu giới hạn hành trình (13) giúp động cơ vận hành an toàn và hạn chế sự va chạm của piston với đỉnh xy lanh.

Để vận hành động cơ, quá trình khởi động được bắt đầu bằng cách điều khiển mô tơ điện khởi động để dẫn động động cơ thông qua cơ cấu Culit. Cơ cấu này giúp biến đổi chuyển động quay của mô tơ điện khởi động thành chuyển động tịnh tiến của động cơ. Đồng thời, cơ cấu khởi động cơ khí giúp biên độ dao động của piston được điều khiển chính xác và ổn định.

Khi FPE piston kép được khởi động thành công, động cơ sẽ chuyển sang chế độ hoạt động. Lúc này, FPE sẽ sử dụng chu trình nhiệt động lực học hai kỳ thông thường để duy trì hoạt động, tức là hành trình công suất được điều khiển sẽ

diễn ra luân phiên trong mỗi xy lanh. Đồng thời, hành trình này cũng điều khiển hành trình nén của xy lanh kia, giúp động cơ duy trì trạng thái hoạt động mà không cần thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston.

3.1.2. Phương pháp điều khiển chu trình nhiệt động lực học hai kỳ

Chu trình nhiệt động lực học hai kỳ hoạt động trong mỗi xy lanh dẫn đến chuyển động tịnh tiến qua lại của cụm piston. Hành trình công suất diễn ra luân phiên theo từng xi lanh. Chu trình hai kỳ là:

(1) Kỳ hút-nén:

- Kỳ hút: Piston đi từ điểm giới hạn dưới lên điểm giới hạn trên tạo ra áp suất chân không ở buồng chứa phụ phía dưới, hỗn hợp được nạp vào xy lanh thông qua cửa quét.
- Kỳ nén: Khi piston di chuyển lên tới vị trí đóng cửa xả. Hỗn hợp không khí - nhiên liệu trong xy lanh được nén cho đến khi hệ thống đạt được tỷ lệ nén tương đương cần thiết.

(2) Kỳ nổ-xả:

- Kỳ nổ: Khi piston di chuyển lên đến gần điểm giới hạn trên thời điểm bắt đầu kỳ nổ được điều khiển bằng đánh lửa. Hòa khí được đốt cháy và giãn nở tương ứng với thành phần hỗn hợp, cụm piston được dẫn động ngược lại nhờ khí cháy giãn nở.
- Kỳ xả: Khi piston dịch chuyển đến vị trí mở cửa xả. Cửa xả mở ra giúp khí cháy được thoát ra khỏi xy lanh.

3.2. Nguyên lý khởi động của mô hình FPE

Nhiều nghiên cứu quốc tế đã chứng minh rằng động cơ không trục khuỷu có thể được khởi động thông qua cộng hưởng cơ học hoặc qua một chu kỳ khởi động bằng máy phát điện tuyến tính tích hợp. Trong đó, phương pháp khởi động cộng hưởng cơ học được đánh giá có nhiều ưu điểm nổi bật hơn về lực dẫn động cho động cơ tuyến tính, cho phép đạt đến áp suất nén cần thiết để đánh lửa và đốt cháy hòa khí với các chiến lược điều khiển phù hợp. Tuy nhiên, phương pháp này cũng đòi hỏi thời gian cộng hưởng

cơ học nhất định, đồng thời cần có thuật toán điều khiển và quy trình kiểm soát phức tạp để đảm bảo độ chính xác trong điều khiển động cơ điện tuyến tính.

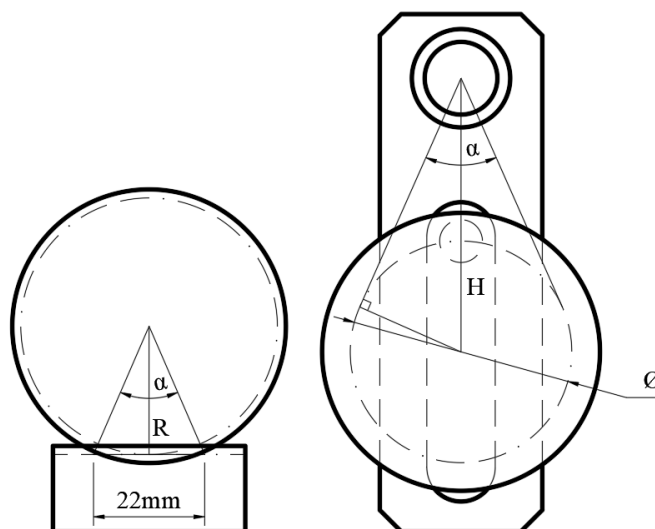
Trong khuôn khổ luận án này, một nguyên mẫu FPE piston kép được giới thiệu với cơ cấu khởi động cơ học độc lập, không sử dụng máy phát tuyến tính làm động cơ điện tuyến tính để khởi động. Mặc dù cơ cấu này đòi hỏi hệ thống cơ khí phức tạp hơn so với động cơ khởi động bằng máy phát tuyến tính, nhưng lại có ưu điểm là dễ điều khiển hơn nhờ giảm thiểu yêu cầu về thuật toán phức tạp. Nguyên lý cộng hưởng tuyến tính vẫn được áp dụng trong quá trình khởi động nhằm đạt đến áp suất nén tối ưu trong xy lanh để kích hoạt đánh lửa khởi động động cơ.

Phương pháp khởi động cộng hưởng cơ học này không chỉ mang lại hiệu suất khởi động cao mà còn đóng vai trò quan trọng trong việc ổn định quá trình nén và đảm bảo khả năng khởi động chính xác. Việc giảm thiểu các yêu cầu điều khiển phức tạp tạo ra một nền tảng nghiên cứu và triển khai có tiềm năng cao trong các ứng dụng thực tế của FPE, hứa hẹn khả năng vận hành ổn định và tin cậy hơn trong các thiết kế động cơ không trực khuỷu trong tương lai.

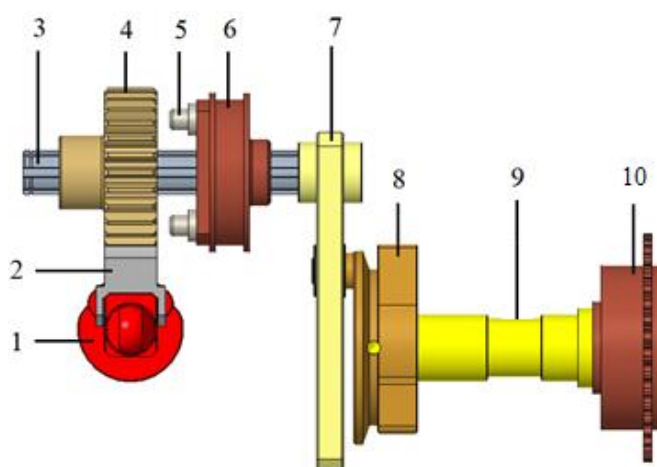
Nguyên lý khởi động cơ khí cho mô hình FPE được thiết kế dựa trên cơ cấu Culit, với nhiệm vụ đảm bảo chuyển dịch tuyến tính khoảng 22 mm của trục chính, như trình bày trong Hình 3.2. Cấu hình này bao gồm bánh răng định vị (4), luôn ăn khớp với thanh răng (2) gắn trên trục chính (1), giúp định vị chính xác vị trí của trục trong suốt quá trình di chuyển. Ống trượt (6) được kết nối với tay quay (7), bánh lệch tâm (8) và đĩa xích khởi động (10) để nhận mô men xoắn từ động cơ điện.

Trong quá trình khởi động, bánh răng định vị kết nối với ống trượt thông qua chốt liên kết (5), được điều khiển bởi rơ le cài khớp. Mô men xoắn từ động cơ điện sẽ truyền qua hệ thống xích đến đĩa xích khởi động gắn trên trục khởi động (9) và được chuyển đổi qua bánh lệch tâm, cuối cùng dẫn động tay quay và trục khởi động (3), như thể hiện trong Hình 3.3. Cơ cấu này cho phép bánh răng dịch chuyển trên thanh răng theo một hành trình đã được tính toán từ trước, chuyển đổi chuyển động quay của động cơ điện thành chuyển động tịnh tiến của trục chính.

Hệ thống khởi động cơ khí này không chỉ đảm bảo độ chính xác cao trong quá trình định vị và dịch chuyển mà còn cung cấp một phương pháp khởi động hiệu quả cho động cơ không trục khuỷu. Cơ cấu Culit cho phép kiểm soát tốt chuyển động tịnh tiến của trục chính, giảm thiểu các tổn thất ma sát và đảm bảo mô men xoắn truyền tải ổn định từ động cơ điện.



Hình 3.2: Cơ cấu Culit



Hình 3.3: Cơ cấu khởi động mẫu FPLE

1. Trục chính; 2. Thanh răng; 3. Trục trung gian; 4. Bánh răng định vị; 5. Chốt kết nối;
6. Ống trượt; 7. Tay quay; 8. Bánh lệch tâm; 9. Trục khởi động; 10. Đĩa xích khởi động.

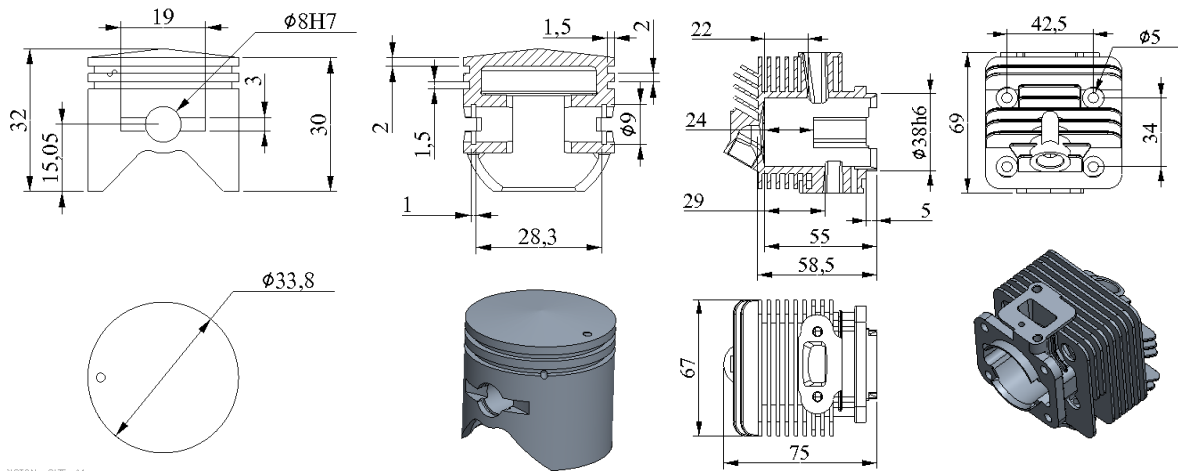
3.3. Các bộ phận chính của mô hình

3.3.1. Cụm piston – xylanh

Chu trình hoạt động của động cơ hai kỳ, về bản chất, vẫn tuân theo chu trình Otto, bao gồm hai quá trình nén và giãn nở đoạn nhiệt. Do đó, cấu trúc thiết kế của cụm piston và xylanh trong động cơ hai kỳ không trục khuỷu vẫn tương tự như động cơ hai kỳ truyền thống, đảm bảo thực hiện đầy đủ các giai đoạn của chu trình đốt cháy.

Trong nghiên cứu này, cụm piston – xylanh được sử dụng là loại có sẵn trên thị trường, thuộc động cơ hai kỳ 30 cm³ từ các thiết bị máy cắt cỏ. Việc sử dụng cụm piston – xylanh tiêu chuẩn từ động cơ hai kỳ có sẵn không chỉ giúp giảm thiểu chi phí mà còn đảm bảo độ tin cậy cơ học và tương thích với các yêu cầu vận hành của động cơ không trục khuỷu. Với đặc tính kỹ thuật và thiết kế đã qua kiểm chứng, cụm piston – xylanh này đáp ứng tốt các yêu cầu về độ bền và hiệu suất nhiệt, giúp giảm bớt các công đoạn kiểm tra ứng suất cơ học chi tiết khi thiết kế, bảng thiết kế được trình bày trong Hình 3.4.

Do đó, trong mô hình lý thuyết, có thể đơn giản hóa bằng cách không cần thực hiện mô phỏng các trạng thái ứng suất của chi tiết piston và xylanh. Thay vào đó, nghiên cứu tập trung vào các yếu tố khác quan trọng hơn cho việc vận hành ổn định của động cơ, chẳng hạn như các thông số nhiệt động lực học và sự phối hợp điều khiển giữa quá trình đánh lửa và phun nhiên liệu. Cách tiếp cận này giúp tối ưu hóa quy trình nghiên cứu, đồng thời đảm bảo các điều kiện cần thiết cho hiệu quả và tính ổn định của động cơ trong thực tế ứng dụng.



Hình 3.4: Bản vẽ piston – xylanh động cơ

3.3.2. Khoang nạp

Khoang nạp có vai trò chứa hỗn hợp khí nạp từ môi trường bên ngoài và duy trì hỗn hợp này ở phía dưới piston. Trong quá trình hoạt động, khi piston di chuyển từ điểm giới hạn dưới lên điểm giới hạn trên, chân không hình thành trong khoang nạp, làm mở van một chiều. Lúc này, hỗn hợp khí nạp được hút vào khoang nạp nhờ lực hút chân không và quá trình hòa trộn cùng bay hơi của hỗn hợp diễn ra liên tục để chuẩn bị cho giai đoạn nạp vào khoang nén phía trên đỉnh piston thông qua cửa chuyển.

Khi piston di chuyển từ điểm giới hạn trên xuống, một phần hỗn hợp khí bị đẩy ngược qua van một chiều cho đến khi van này đóng hoàn toàn. Ở trạng thái này, hỗn hợp khí nạp bị nén trong khoang nạp, sẵn sàng cho quá trình chuyển tiếp. Khi đỉnh piston mở cửa chuyển, hỗn hợp khí từ khoang nạp thoát nhanh lên phía trên đỉnh piston, tạo ra áp lực để đẩy khí xả ra ngoài, giúp quét sạch buồng cháy. Đồng thời, hỗn hợp khí tiếp tục quá trình bay hơi và hòa trộn trong không gian phía trên piston để chuẩn bị cho chu kỳ đốt cháy tiếp theo.

Theo nguyên lý hoạt động của hệ thống, khi thể tích khoang nạp được thu nhỏ, áp suất nén của hỗn hợp khí trong quá trình quét buồng cháy sẽ tăng lên đáng kể. Áp suất cao này giúp tăng hiệu quả quét buồng cháy, rút ngắn thời gian của quá trình quét. Điều này cho phép động cơ đạt hiệu suất tốt hơn ở dải tốc độ cao, đáp ứng các yêu cầu vận hành khắt khe. Tuy nhiên, thu nhỏ thể tích khoang nạp cũng tạo ra một số thách thức kỹ

thuật quan trọng. Đầu tiên, lực hút chân không gia tăng, làm cho việc duy trì độ kín của khoang nạp trở nên khó khăn hơn. Lực hút lớn đòi hỏi các giải pháp tối ưu về vật liệu và thiết kế van một chiều nhằm giảm thiểu rò rỉ và đảm bảo độ kín, tránh làm giảm hiệu quả nạp khí. Ngoài ra, thể tích nhỏ hơn đồng nghĩa với thời gian hòa trộn hỗn hợp không khí – nhiên liệu cũng bị rút ngắn. Thời gian hòa trộn giảm có thể ảnh hưởng đến sự đồng đều và ổn định của hỗn hợp, đòi hỏi thiết kế khoang nạp cần tối ưu để đảm bảo hỗn hợp khí đạt được trạng thái hòa trộn tốt nhất trước khi nạp vào khoang nén.

Để đảm bảo độ kín của khoang nạp trong động cơ, ngoài yêu cầu độ nhám bề mặt của trục chính tại vị trí làm kín, các yếu tố khác như khả năng chịu nhiệt và tần số hoạt động của bộ phận làm kín cũng đóng vai trò quan trọng trong việc duy trì hiệu quả của hệ thống. Khi lựa chọn giải pháp làm kín cho mỗi ghép có chuyển động tịnh tiến, có thể sử dụng phốt (seal) hoặc gioăng (O-ring). Tuy nhiên, việc tìm kiếm gioăng đáp ứng yêu cầu chịu nhiệt cao và hoạt động ổn định ở tần số cao trong khi vẫn duy trì kích thước nhỏ là một thách thức kỹ thuật đáng kể.

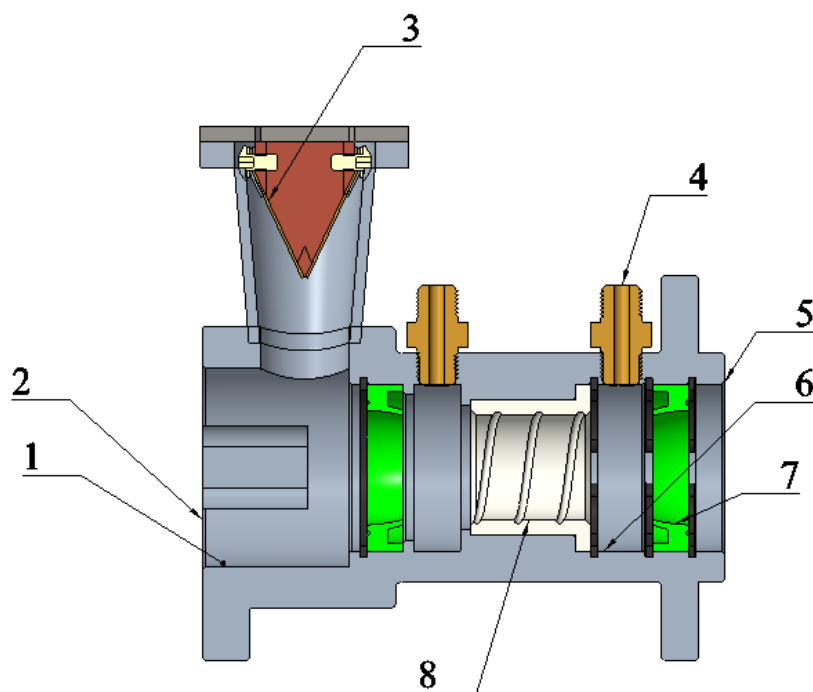
Phốt chịu nhiệt độ cao trở thành lựa chọn ưu tiên để làm kín khoang nạp, vì khả năng chịu được các điều kiện nhiệt độ và tần số hoạt động cao mà động cơ yêu cầu. Mã phốt SKF 20x32x7 đã được chọn do đáp ứng các tiêu chí kỹ thuật quan trọng như kích thước phù hợp và khả năng chịu nhiệt tốt, đảm bảo tính ổn định và độ bền trong quá trình vận hành. Lựa chọn phốt này không chỉ giúp nâng cao hiệu quả làm kín mà còn đảm bảo sự ổn định dài hạn của khoang nạp, giảm thiểu nguy cơ rò rỉ khí, tăng hiệu suất động cơ và tối ưu hóa độ bền của hệ thống trong các điều kiện hoạt động khắc nghiệt.

Việc lựa chọn và lắp đặt phốt đòi hỏi phải có cơ cấu dẫn hướng để đảm bảo độ chính xác trong quá trình hoạt động. Đồng thời, trục chính kết nối hai piston cũng cần được trang bị ổ bi đỡ nhằm chịu tải trọng từ các bộ phận chuyển động. Để đảm nhận cả vai trò dẫn hướng và chịu tải, bạc lót teflon được chọn làm giải pháp tối ưu nhờ các ưu điểm nổi bật: khả năng chịu nhiệt độ cao, hệ số ma sát rất thấp và độ cứng vừa phải giúp giảm thiểu hư hại trên bề mặt trục chính.

Để đảm bảo hiệu quả bôi trơn cho phốt và bạc lót, hai khoang chứa dầu bôi trơn cho động cơ hai kỳ đã được thiết kế đặt ở hai phía của bạc lót, nằm giữa phốt làm kín và

bạc lót. Thiết kế này cho phép dầu bôi trơn tiếp xúc hiệu quả với các bộ phận cần bôi trơn, giúp giảm ma sát và tăng tuổi thọ cho phốt cũng như bạc lót, từ đó nâng cao hiệu suất hoạt động tổng thể của hệ thống.

Kết cấu chi tiết của khoang nạp cùng cách bố trí các thành phần bôi trơn được trình bày rõ ràng trong Hình 3.5. Thiết kế này không chỉ tối ưu hóa quá trình làm kín mà còn giúp hệ thống vận hành ổn định, giảm thiểu mài mòn và duy trì độ tin cậy của động cơ trong thời gian dài.



Hình 3.5: Cụm khoang nạp

1. Buồng nạp; 2. Phía lắp xy lanh; 3. Van một chiều; 4. Đường dẫn nhớt; 5. Phía lắp khoang khởi động/máy phát; 6. Khoang chứa nhớt; 7. Phốt chịu nhiệt; 8. Bạc lót.

3.3.3. Cơ cấu chống xoay

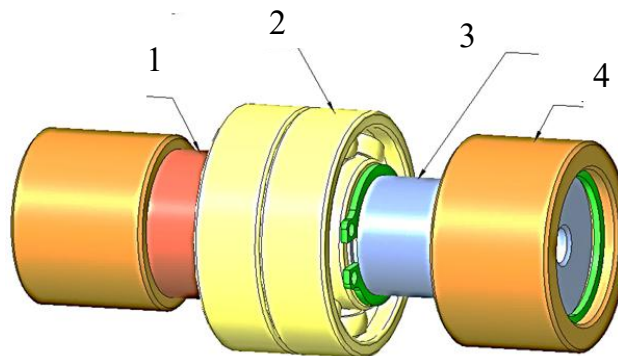
Do thiết kế theo nguyên lý động cơ hai kỳ, trong quá trình hoạt động của động cơ, không cho phép các chi tiết chuyển động xoay tự do. Nếu xảy ra hiện tượng xoay, xéc măng sẽ ma sát với các cửa trên xy lanh, gây mài mòn và hỏng bề mặt xy lanh, đồng thời làm sai lệch thời điểm đóng mở các cửa nạp và xả, dẫn đến nguy cơ động cơ ngừng hoạt động. Hơn nữa, nếu đĩa cảm biến quay lệch, tín hiệu xác định vị trí piston sẽ bị sai lệch hoặc mất hoàn toàn và thậm chí có thể dẫn đến hỏng hóc cảm biến do va chạm

không mong muốn.

Để duy trì tính nhỏ gọn của động cơ, cơ cấu chống xoay có thể được tích hợp vào khoang cảm biến hoặc khoang khởi động. Việc lắp đặt cơ cấu chống xoay vào khoang khởi động có ưu điểm là không chỉ đảm bảo chống xoay mà còn giúp chống uốn trục chính nhờ vào lực phát sinh từ cơ cấu bánh răng – thanh răng trong quá trình khởi động.

Cơ cấu chống xoay này bao gồm một trục được lắp hai ổ bi nhằm giảm ma sát và một tấm lót bằng thép gắn trên trục chính. Tấm lót này có thể điều chỉnh khoảng cách với ổ bi để bảo đảm trạng thái lắp đặt và tải trọng ban đầu lên ổ bi, giúp tránh hiện tượng mòn trên trục chính do sự chênh lệch độ cứng giữa vật liệu chế tạo trục và vỏ ổ bi. Đồng thời, thiết kế này cũng khắc phục được các sai số chế tạo, đảm bảo tính bền bỉ và độ tin cậy trong hoạt động của động cơ, như được trình bày trong Hình 3.6.

Cấu trúc chống xoay không chỉ giúp động cơ hoạt động ổn định mà còn kéo dài tuổi thọ của các chi tiết quan trọng, giảm thiểu hao mòn và đảm bảo độ chính xác trong toàn bộ hệ thống vận hành của động cơ hai kỳ.



Hình 3.6: Cụm cơ cấu chống xoay

1. Ống lót; 2. Ổ bi; 3. Trục chống xoay; 4. Moay ơ.

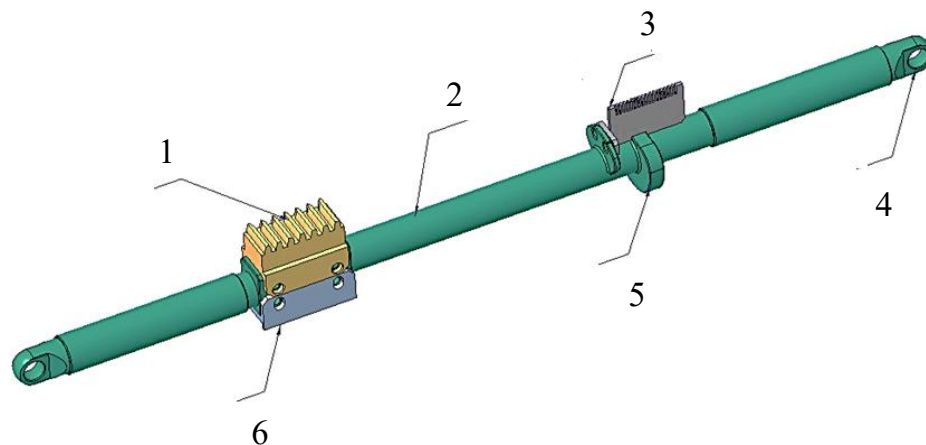
3.3.4. Trục chính

Trục chính, chi tiết quan trọng kết nối giữa hai piston, được thiết kế nhằm đạt tính nhỏ gọn tối ưu để giảm thiểu khối lượng của các bộ phận chuyển động và tối ưu hóa hiệu suất động cơ. Thiết kế trục chính bắt đầu từ ổ bi chốt piston với kích thước tăng dần từ ngoài vào trong, nhằm tạo thuận lợi cho quy trình tháo lắp và bảo dưỡng.

Chiều dài của trục chính được tính toán kỹ lưỡng dựa trên chiều dài của các khoang và hành trình piston, đảm bảo sự tương thích với không gian thiết kế của động cơ. Vật liệu sử dụng để chế tạo trục chính là thép, lựa chọn này nhằm đảm bảo khả năng chịu ứng suất cao, đáp ứng yêu cầu bền bỉ trong điều kiện làm việc khắc nghiệt.

Trên trục chính, các vị trí lắp đặt của các chi tiết liên kết với các hệ thống và cơ cấu khác của động cơ được bố trí hợp lý, bao gồm vị trí lắp đĩa cảm biến để thu thập dữ liệu về vị trí piston, vị trí cam giới hạn hành trình để điều chỉnh hành trình piston, rotor máy phát điện để chuyển đổi cơ năng thành điện năng và các vị trí khác như tấm chống xoay, thanh răng khởi động. Các chi tiết này được bố trí một cách khoa học nhằm tối ưu hóa khả năng lắp đặt và hoạt động của từng cơ cấu, như được trình bày trong Hình 3.7.

Việc tối ưu hóa thiết kế trục chính không chỉ giúp giảm trọng lượng tổng thể mà còn góp phần tăng tính hiệu quả và độ ổn định của hệ thống. Sự lựa chọn vật liệu và bố trí hợp lý các vị trí lắp đặt đã đảm bảo trục chính có đủ độ cứng và độ bền, đồng thời giúp đơn giản hóa quy trình sản xuất và bảo trì, đáp ứng các yêu cầu khắt khe của động cơ.



Hình 3.7: Cùm trục chính

1. Thanh răng; 2. Trục chính; 3. Đĩa cảm biến tốc độ; 4. Lỗ chốt piston; 5. Cam giới hạn hành trình; 6. Tấm lót chống xoay.

3.3.5. Cơ cấu giới hạn hành trình

Cơ cấu giới hạn hành trình được thiết kế để cố định khoảng dịch chuyển tối đa của piston ở mức 30mm, nhằm đảm bảo an toàn và ngăn chặn khả năng piston va chạm vào quy lát, điều này có thể gây hư hỏng nghiêm trọng cho động cơ. Cơ cấu này được lắp đặt trong khoang cảm biến, chế tạo từ vật liệu như nhựa polyurethane (PU) có độ cứng cao hoặc các loại vật liệu khác có tính đàn hồi thấp. Mục đích của lựa chọn vật liệu này là để giảm lực va đập khi piston chạm đến điểm dừng cuối cùng, nhằm tăng độ bền và giảm rung động cho các chi tiết động cơ, như trình bày trong Hình 3.8.

Cơ cấu giới hạn hành trình bao gồm một cam giới hạn hành trình được cố định chặt chẽ trên trục chính của động cơ. Bộ phận này sẽ tương tác với bộ giới hạn hành trình gắn trên vỏ khoang cảm biến, tạo ra giới hạn vật lý cho chuyển động của piston. Khi piston tiếp cận vị trí giới hạn, cam giới hạn hành trình sẽ tiếp xúc với bộ giới hạn, qua đó làm giảm dần tốc độ chuyển động của piston để tránh các tác động mạnh và đột ngột.

Việc thiết kế và lựa chọn vật liệu cho cơ cấu giới hạn hành trình đòi hỏi sự cân nhắc kỹ lưỡng nhằm đảm bảo tính chính xác của khoảng dịch chuyển và độ bền cho các chi tiết. Sử dụng vật liệu có tính đàn hồi nhỏ không chỉ giảm tác động khi va chạm mà còn giúp duy trì độ ổn định của động cơ, hạn chế mài mòn và kéo dài tuổi thọ cho các bộ phận liên quan. Điều này cũng giúp cho quá trình hoạt động của động cơ trở nên mượt mà và giảm thiểu nguy cơ hỏng hóc trong quá trình vận hành.



Hình 3.8: Bộ giới hạn hành trình

3.4. Thiết kế hệ thống khởi động cơ khí cho mô hình FPE

3.4.1. Tính toán áp suất cuối quá trình nén khởi động

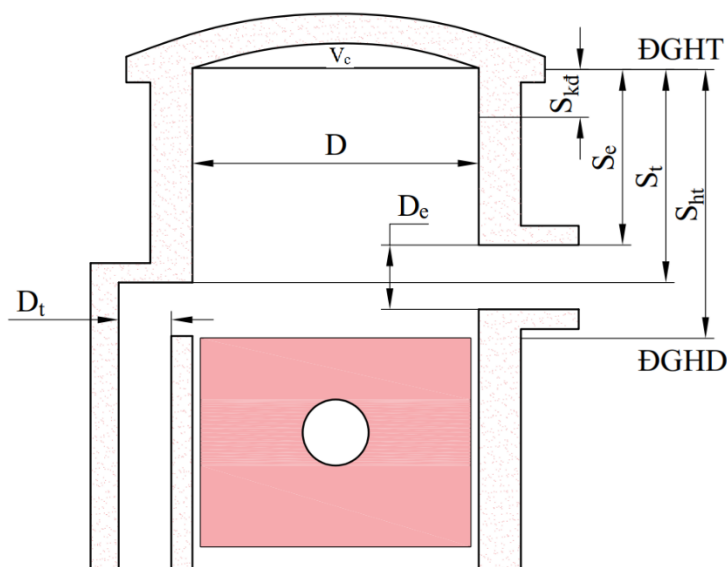
Cấu trúc của cụm piston – xy lanh được thể hiện trong Hình 3.9. Hình này chỉ tính cho một xy lanh của FPE.

Trong đó:

ĐGHT là điểm giới hạn trên, tại vị trí này piston tiếp xúc với đỉnh xy lanh.

ĐGHĐ là điểm giới hạn dưới là điểm vị trí piston thấp nhất khi đi xuống.

Khoảng cách hành trình tối đa của piston S_{ht} đạt đến 31 mm, cho phép piston va chạm với đỉnh xy lanh trong khoảng này, cơ cấu giới hạn hành trình sẽ ngăn va chạm trước $S_{min} = 1$ mm. Khoảng cách từ ĐGHT đến vị trí piston đóng kín cửa quét được ký hiệu là S_t và khoảng cách từ ĐGHT đến vị trí piston đóng kín cửa nạp là $S_e = 21$ mm. Trong quá trình khởi động, khoảng cách tính từ điểm piston bắt đầu đổi chiều đến ĐGHT là S_{kd} ($S_{kd} = S_{ht} - 22$ mm = 9 mm). Đường kính piston là $D = 34$ mm, với chiều rộng cửa quét ký hiệu là D_t và chiều cao cửa thải là D_e . Thể tích buồng cháy V_c , được xác định qua thử nghiệm thực nghiệm, đạt giá trị $1,5 \times 10^3$ mm³.



Hình 3.9: Cấu trúc cụm piston – xy lanh

- Áp suất cuối quá trình nén được tính như sau:

$$\text{Thể tích công tác} : V_h = \pi \frac{D^2}{4} S = \pi \frac{34^2}{4} \times 31 = 2,814 \times 10^4 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (3.1)$$

Thể tích bắt đầu nén: là thể tích được tính khi piston đóng công nạp.

$$V_n = \pi \frac{D^2}{4} S_e = \pi \frac{34^2}{4} \times 21 = 1,9066 \times 10^4 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (3.2)$$

Thể tích nén khởi động :

$$V_{kd} = \pi \frac{D^2}{4} \times S_{kd} + V_c = \pi \frac{34^2}{4} \times 9 + 1.5 \times 10^3 = 9,6713 \times 10^3 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (3.4)$$

Tỷ số nén khởi động:

$$\varepsilon_{kd} = \frac{V_{kd} + V_n}{V_{kd}} = \frac{9,6713 \times 10^3 + 1,9066 \times 10^4}{9,6713 \times 10^3} \approx 3 \quad (3.5)$$

Thể tích nén nhỏ nhất:

$$V_{min} = \pi \frac{D^2}{4} \times S_{min} + V_c = \pi \frac{34^2}{4} \times 1 + 1.5 \times 10^3 = 2.407 \times 10^3 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$S_{min} = 1$ mm được tính từ ĐGHT đến điểm mà piston bị giới hạn bởi cơ cấu chặn hành trình.

Tỷ số nén tối đa:

$$\varepsilon_{max} = \frac{V_{min} + V_n}{V_{min}} = \frac{2.407 \times 10^3 + 1,9066 \times 10^4}{2.407 \times 10^3} \approx 9$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của khí nạp mới:

$$\overline{m c_v} = 19,086 + \frac{0,00419T}{2} \text{ (kJ/kmol K)} \quad (3.6)$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của sản phẩm cháy:

$$\overline{m c_v''} = \left(19,086 + \frac{0,00419T}{2} \right) + \frac{1}{2} (360,34 + 252,4 \times 0,9) \times 10^{-5} T = 19,806 + \frac{0,01T}{2} \text{ (kJ/kmol K)} \quad (3.7)$$

Tỷ nhiệt mol đẳng tích trung bình của hỗn hợp khí trong quá trình nén:

$$\overline{m c_v'} = \frac{\overline{m c_v} + \gamma_r \overline{m c_v''}}{1 + \gamma_r} = 19,806 + \frac{0,044T}{2} \text{ (kJ/kmol K)}$$

$$\overline{mc'_v} = a'_v + \frac{b'_v}{2} T$$

Áp suất cuối quá trình nén:

$$p_c = p_{a'} \varepsilon^{n_1} \quad (3.8)$$

Trong đó:

$p_{a'}$ là áp suất cuối quá trình nạp

$$p_{a'} = p_r \text{ (áp suất khí sót)}$$

$$p_r = (1,05 \div 1,15)p_0$$

với p_0 là áp suất khí quyển tại mực nước biển $p_0 = 1$ (bar)

$$p_{a'} = 1,05p_0 = 1,05 \times 0,1 = 1,05 \text{ (bar)}$$

Chỉ số nén đa biến trung bình n_1 :

$$n_1 = \frac{8,314}{a'_v + \frac{b'_v}{2} T_{a'} (\varepsilon^{n_1-1} + 1)} + 1 \quad (3.9)$$

Trong đó, hệ số khí sót của động cơ xăng hai kỳ từ (0,06 ÷ 0,2), chọn $\gamma_r = 0,1$

$$+ \text{Nhiệt độ cuối quá trình nạp } T_{a'} = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới: $\Delta T = 0 - 20 \text{ K}$. Chọn $\Delta T = 10 \text{ K}$

Nhiệt độ khí sót: $T_r = 303 \text{ (K)}$ do động cơ chưa hoạt động

Nhiệt độ đầu quá trình nạp: $T_a = 30^\circ \text{C} = 303 \text{ (K)}$

$$T_{a'} = \frac{303 + 10 + 0,1 \times 303}{1 + 0,1} = 312,09 \text{ (K)} \quad (3.10)$$

$$n_1 = \frac{8,314}{19,806 + 0,002638 \times 312,09 \times (3^{n_1-1} + 1)} + 1 \quad (3.11)$$

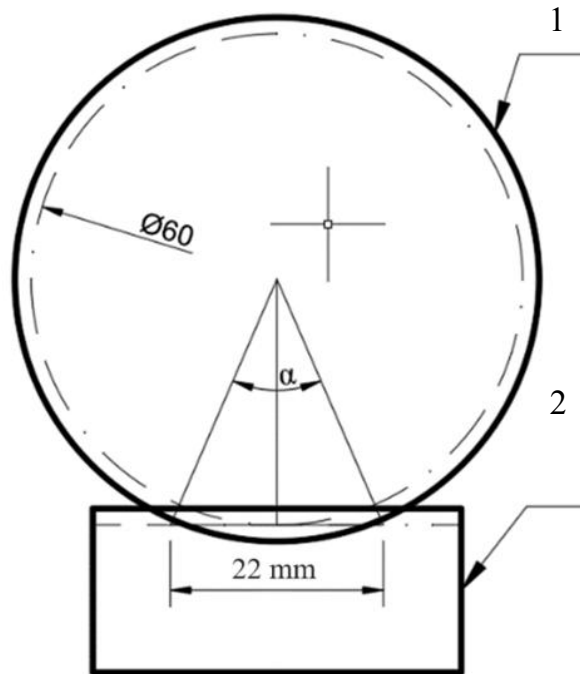
Thông thường, $n_1 = 1,34 - 1,39$. Chọn n_1 thay dần vào đến khi hai vế cân bằng nhau, ta được $n_1 = 1,38$.

$$p_c = p_{a'} \varepsilon_t^{n_1} = 1,05 \times 3^{1,38} = 4,8 \text{ (bar)} \quad (3.12)$$

3.4.2. Cụm trục bánh lệch tâm và cơ cấu Culit

Các thông số của cơ cấu culit được tính toán như sau:

- Hành trình lớn nhất khi hoạt động của piston là 30mm nên chọn đường kính bánh răng khởi động là 60mm.
- Hành trình piston khi khởi động: hành trình piston khi khởi động được chọn là 22mm. Do với hành trình khởi động này áp suất nén đạt 4,8 bar đủ để đánh lửa đốt cháy hỗn hợp hòa khí. Hành trình khởi động nhỏ làm cho cơ cấu khởi nhỏ gọn và giảm được khối lượng thanh răng cũng như khối lượng dịch chuyển.
- Với hành trình khởi động của piston như trên, góc lắc của trục trung gian α được tính thông qua cơ cấu bánh răng – thanh răng như trình bày trong Hình 3.10.



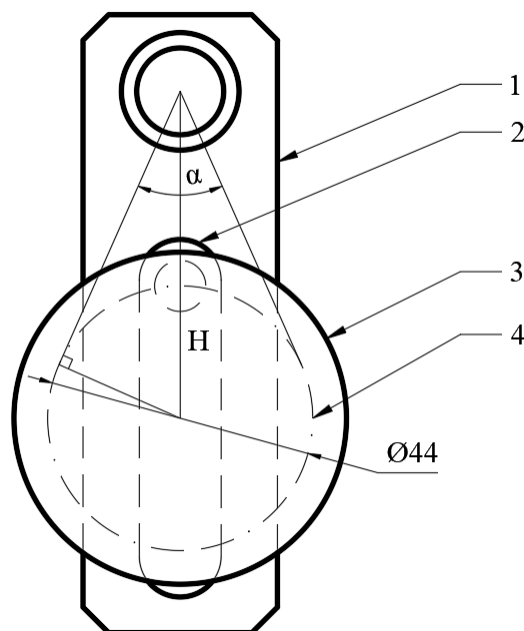
Hình 3.10:

Hình 3.10: Sơ đồ tính góc lắc trục trung gian

1. Bánh răng định vị; 2. Thanh răng.

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{11}{30} \Rightarrow \alpha = 40,27^\circ \quad (3.13)$$

Do lắp với trục trung gian nên góc lắc của tay quay bằng với góc lắc trục trung gian. Bán kính quay của bánh lệch tâm được thiết kế là 44mm, khoảng cách giữa trục trung gian và trục bánh lệch tâm H được tính theo trình bày trong Hình 3.11.



Hình 3.11: Sơ đồ tính khoảng cách trục bánh lệch tâm

1. Tay quay; 2. Rãnh dẫn hướng; 3. Bánh lệch tâm; 4. Tâm quay chốt lệch tâm.

$$\sin \frac{\alpha}{2} = (44/2)/H \Rightarrow H = \frac{44/2}{\sin \frac{\alpha}{2}} \approx 60 \text{ (mm)} \quad (3.14)$$

Khi tăng bán kính quay của tâm chốt lệch tâm, tay quay sẽ dài hơn và khoảng cách lắp trục bánh lệch tâm tăng lên làm cho cơ cấu trở nên cồng kềnh. Nếu vận tốc góc bánh lệch tâm không đổi, vận tốc dài tại tâm chốt lệch tâm sẽ tăng lên, điều này không có lợi về ứng suất và tuổi thọ cơ cấu nhưng sự chênh lệch vận tốc piston giữa hai kỳ động cơ khi khởi động sẽ giảm.

Khi động cơ ở chế độ hoạt động, áp suất khí cháy đẩy piston di chuyển nhanh hơn tốc độ khởi động từ động cơ điện khởi động, khi đó động cơ điện khởi động trở thành tải làm giảm vận tốc piston. Vì vậy, trên cơ cấu khởi động phải có khớp một chiều để khi động cơ nổ đẩy ngược lại cơ cấu khởi động thì khớp một chiều sẽ ngắt một cách tự động.

3.4.3. Chọn động cơ điện khởi động

- Tổng lực cản khởi động lớn nhất trên trục chính F_{cy} :

$$F_{cy} = p_c F \quad (3.15)$$

Với F là tiết diện đỉnh piston.

$$F_{cy} = p_c \frac{\pi D^2}{4} = 4,8 \times \frac{\pi \times 0,034^2}{4} \times 10^5 = 435 \text{ (N)} \quad (3.16)$$

Bỏ qua ma sát ở piston – xy lanh, các ổ bi và lực cản ở máy phát, để khởi động được động cơ thì lực tạo ra từ cơ cấu khởi động phải lớn hơn hoặc bằng $F_{cy} = 435 \text{ (N)}$.

Mô men xoắn lớn nhất trên trục trung gian:

$$M_{tg} = R_{tg} F_{cy} \quad (3.17)$$

$$M_{tg} = 0,03 \times 435 = 13,59 \text{ (Nm)}$$

với R_{tg} là bán kính vòng chia của bánh răng định vị (m).

Mô men xoắn lớn nhất trên trục bánh lệch tâm:

$$M_{blt} = R_c F_{blt} \quad (3.18)$$

Trong đó:

R_c : bán kính quay chốt lệch tâm (m).

F_{blt} : lực lớn nhất tại tâm chốt lệch tâm (N).

$$F_{blt} = \frac{M_{tg}}{R_{cmax}} \quad (3.19)$$

Với R_{cmax} là khoảng cách từ trục trung gian đến tâm chốt lệch tâm ứng với vị trí piston ở điểm giới hạn trên (m).

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{R_{cmax}}{H} \quad (3.20)$$

$$R_{cmax} = H \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 60 \times \cos\left(\frac{40,27}{2}\right) \approx 56 \text{ (mm)} = 0,056 \text{ (m)}$$

$$F_{blt} = \frac{M_{tg}}{R_{cmax}} = \frac{13,59}{0,056} = 242,67 \text{ (N)}$$

$$M_{btl} = R_c F_{btl} = 0,022 \times 242,67 = 5,34 \text{ (Nm)}$$

Mô men xoắn lớn nhất trên trục động cơ điện khởi động:

$$M_{kd} = \frac{M_{btl}}{i_{kd}} \quad (3.21)$$

Trong đó:

i_{kd} là tỉ số truyền của bộ truyền xích giữa trục bánh lệch tâm và trục máy khởi động.

$$i_{kd} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.22)$$

Khi khởi động ở 5 Hz, 8 Hz, 10 Hz, 12 Hz, động cơ điện quay với số vòng quay không đổi là 1.450 vòng/phút.

Với 5 Hz tốc độ trung bình 300 vòng/phút:

$$i_{kd} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1.450}{300} = 4,8 \quad (3.23)$$

$$Z_2 = Z_1 \times i_{kd} = 4,8 \times 12 = 57,6 \quad (3.24)$$

+ Z_2 : số răng đĩa xích bị dẫn, $Z_2 = 58$

+ Z_1 : số răng đĩa xích dẫn, $Z_1 = 12$

Bằng các phép tính tương tự:

Tần số 8 Hz: $i_{kd} = 3,02$; $Z_1 = 12$; $Z_2 = 36$

Tần số 10 Hz: $i_{kd} = 2,41$; $Z_1 = 12$; $Z_2 = 29$

Tần số 12Hz: $i_{kd} = 2,01$; $Z_1 = 12$; $Z_2 = 24$

M_{btl} là mô men xoắn lớn nhất trên trục bánh lệch tâm:

Mô men xoắn lớn nhất của động cơ điện khởi động ứng với 12 Hz:

$$M_{kd} = \frac{M_{btl}}{i_{kd}} = \frac{5,34}{2,01} = 2,65 \text{ (Nm)} \quad (3.25)$$

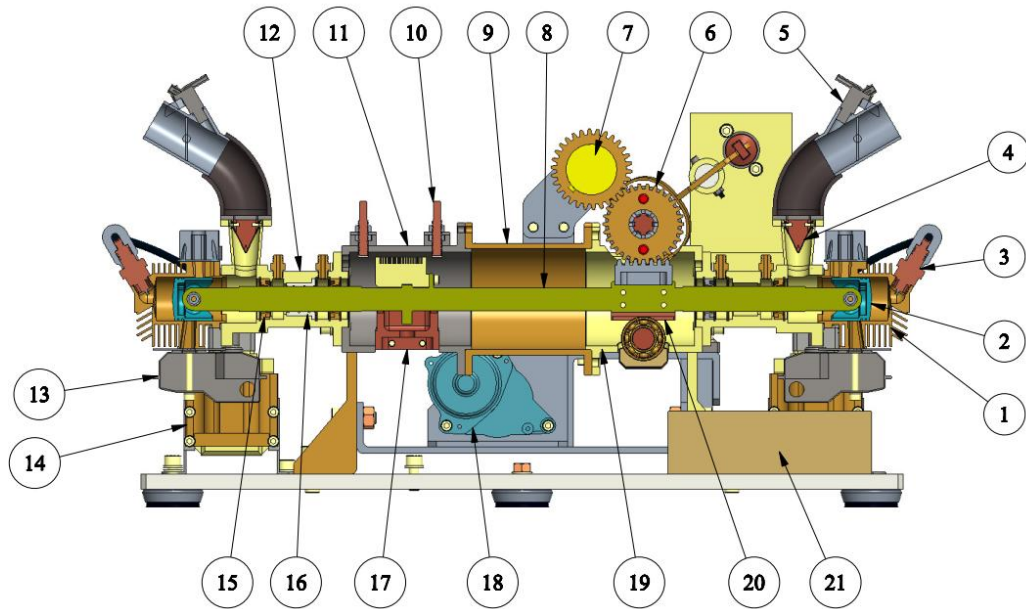
Công suất của động cơ điện khởi động:

$$P = \frac{n_{kd}M_{kd}}{9,55} \quad (3.26)$$

$$P = \frac{n_{kd}M_{kd}}{9,55} = \frac{1450 \times 2.65}{9,55} \approx 402,35 \text{ (W)} \quad (3.27)$$

Như vậy, theo kết quả tính toán chỉ cần chọn động cơ điện khởi động có công suất 402,35 W là đủ để khởi động FPE. Để đơn giản trong tính toán nên mô hình FPE này chưa tính đến ma sát. Tuy nhiên, trong thực tế còn sai số chế tạo, sai số lắp ghép và ma sát trên các chi tiết phụ → chọn công suất động cơ điện khởi động là 500 W để đảm bảo lực khởi động.

Sau khi tính toán và thiết kế các chi tiết trong mô hình FPE, sơ đồ kết cấu bố trí các chi tiết được thể hiện qua hình 3.12.



Hình 3.12: Sơ đồ kết cấu mô hình FPE

1. Xylanh; 2. Piston; 3. Bugi; 4. Van một chiều; 5. Vòi phun; 6. Bánh răng khởi động; 7. Encoder; 8. Trục chính; 9. Khoang máy phát; 10. Cảm biến G; 11. Khoang cảm biến; 12. Khoang nạp; 13. Ống xả; 14. Cụm bộ bin, IC đánh lửa; 15. Phốt làm kín; 16. Bạc lót trục chính; 17. Bộ giới hạn hành trình; 18. Máy khởi động; 19. Khoang khởi động; 20. Bộ chống xoay; 21. Hộp ECU.

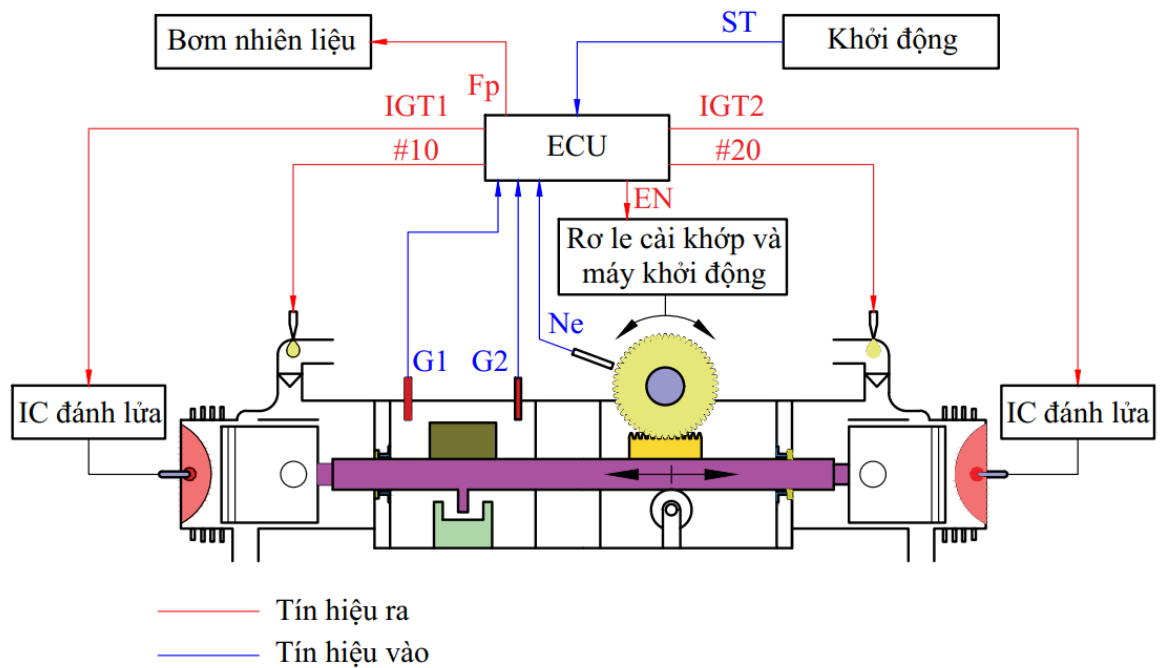
3.5. Điều khiển mô hình FPE

3.5.1. Nguyên lý điều khiển của mô hình FPE

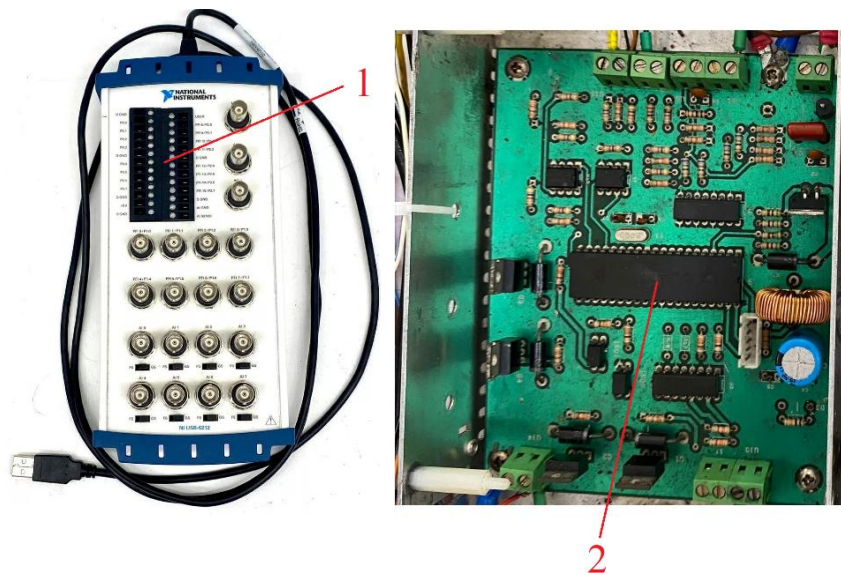
Hệ thống điều khiển của động cơ bao gồm các hệ thống chính: hệ thống điều khiển khởi động cơ khí, hệ thống điều khiển phun nhiên liệu và đánh lửa. Trong đó, hệ thống đánh lửa và khởi động được điều khiển bởi vi xử lý PIC 18F4550, đóng vai trò trung tâm trong việc điều khiển động cơ điện và thao tác đóng ngắt ly hợp từ thông qua rơ le cài khớp. Hệ thống phun nhiên liệu được quản lý bởi bộ điều khiển NI USB 6212 thông qua phần mềm LabVIEW, cho phép tùy chỉnh chính xác lượng nhiên liệu theo yêu cầu của từng thí nghiệm.

Để đạt độ chính xác cao trong quá trình kiểm soát vị trí và hướng dịch chuyển của piston, hệ thống sử dụng cảm biến tiệm cận để xác định hướng và encoder có độ phân giải 0,2 mm/xung, giúp xác định chính xác vị trí tức thời của piston. Đây là thông số rất quan trọng để đảm bảo các giai đoạn nạp, nén, cháy và xả diễn ra đồng bộ với nhau, hạn chế sai lệch trong quá trình vận hành.

Cấu hình hệ thống điều khiển này giúp đáp ứng linh hoạt và chính xác yêu cầu trong các thí nghiệm. Nhờ vào sự kết hợp giữa phần cứng điều khiển vi xử lý và phần mềm điều khiển giao tiếp, hệ thống có thể điều chỉnh tự động, đáp ứng được nhiều điều kiện hoạt động khác nhau. Mô hình điều khiển này đạt được tính ổn định và độ tin cậy, giúp quá trình thử nghiệm đạt độ chính xác cao. Thể hiện trong Hình 3.13 và Hình 3.14.



Hình 3.13: Sơ đồ nguyên lý điều khiển mô hình FPE



Hình 3.14: Hệ thống điều khiển mô hình FPE

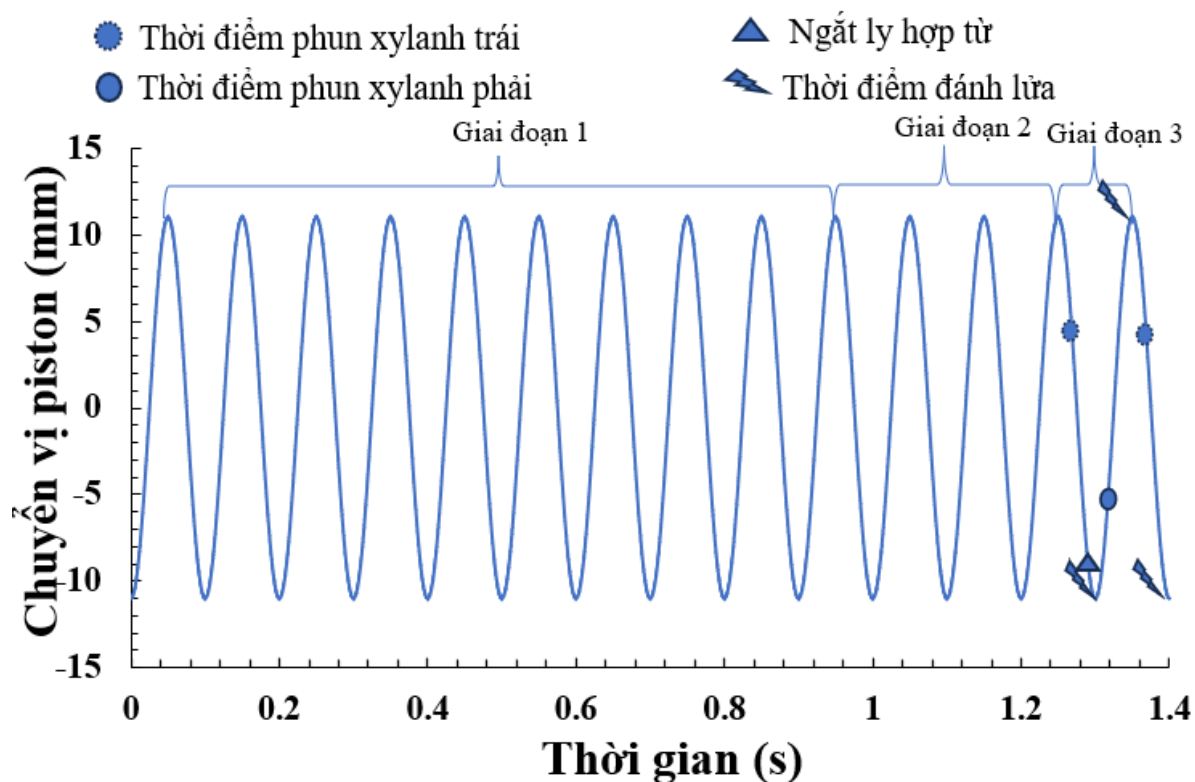
1. NI-USB 6212 điều khiển hệ thống phun xăng; 2. Board mạch điều khiển hệ thống khởi động– đánh lửa.

Quá trình khởi động có thể chia thành ba giai đoạn như sau:

Giai đoạn một: Cơ cấu khởi động vẫn áp dụng nguyên lý khởi động cộng hưởng, trong đó piston được dẫn động với tốc độ tuyến tính cao nhất đạt khoảng 0,7 m/s, duy trì lực khởi động không đổi là 435 N. Piston được dẫn động nhờ một động cơ điện kết hợp với bộ truyền động xích, cho phép dịch chuyển với biên độ không đổi 22 mm (piston cách giới hạn trên 9 mm), đạt tỷ số nén thấp, $\varepsilon = 3$.

Giai đoạn hai: Nhiên liệu được phun vào đường ống nạp để tạo thành hòa khí. Dưới tác động của chênh lệch áp suất trong buồng nạp, hòa khí được hút vào buồng nạp và giữ lại nhờ van một chiều. Trong giai đoạn này, piston vẫn duy trì chuyển động tuyến tính, đẩy hòa khí vào buồng cháy thông qua cửa quét.

Giai đoạn ba: Ly hợp từ trong cơ cấu khởi động cơ khí tách khỏi trục chính, ngay lập tức quá trình đánh lửa được thực hiện và động cơ chuyển sang giai đoạn hoạt động tự do. Các giai đoạn trên được trình bày cụ thể trong Hình 3.15.



Hình 3.15: Phương pháp điều khiển mô hình FPE

3.5.2. Hệ thống điều khiển khởi động và đánh lửa

Điều khiển khởi động

Hệ thống khởi động bao gồm các thành phần chính như sau:

Ắc quy khởi động: Cung cấp nguồn điện cho toàn bộ hệ thống, đảm bảo khả năng cung cấp dòng điện cao cần thiết trong quá trình khởi động động cơ.

Cầu chì bảo vệ: Hệ thống sử dụng hai cầu chì để bảo vệ các đường nguồn. Cầu chì 40A bảo vệ đường nguồn khởi động chính, trong khi cầu chì 10A bảo vệ đường nguồn điều khiển, nhằm ngăn ngừa quá tải và bảo vệ thiết bị khỏi hư hỏng do dòng điện tăng đột ngột.

Công tắc nguồn SW1 (thường mở): Đây là công tắc nguồn chính của hệ thống, giúp ngắt hoặc kết nối nguồn điện từ ắc quy đến các bộ phận điều khiển. Công tắc này luôn đóng khi động cơ khởi động và hoạt động.

Nút nhấn khởi động SW2 (thường mở): Đây là nút nhấn khởi động, người vận hành tác động trực tiếp, cho phép kích hoạt quá trình khởi động khi nhấn xuống.

Rơ le khởi động RL1 (30A): Rơ le này chịu trách nhiệm cấp nguồn cho motor khởi động (MG1), cho phép dòng điện lớn từ ắc quy đến motor khi có tín hiệu khởi động, hỗ trợ quá trình khởi động nhanh chóng và an toàn.

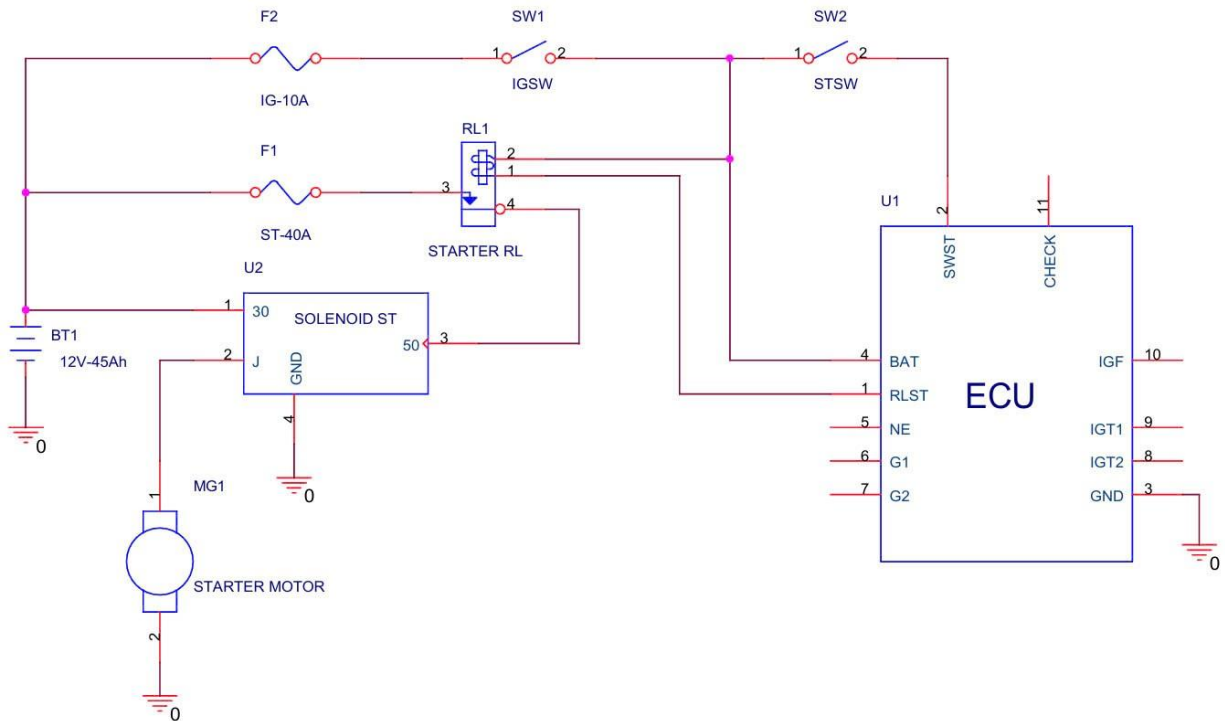
Rơ le cài khớp U2: Rơ le này có nhiệm vụ đảm bảo sự cài khớp giữa các bộ phận của hệ thống trong quá trình khởi động, duy trì liên kết cơ khí và đảm bảo motor khởi động hoạt động đúng cách khi vận hành.

Motor khởi động MG1: Đây là motor thực hiện chức năng khởi động động cơ, nhận dòng điện từ ắc quy qua rơ le RL1 và rơ le cài khớp để tạo ra mô men xoắn cần thiết cho việc quay trục động cơ, khởi tạo quá trình đốt cháy trong buồng đốt.

Hộp điều khiển động cơ ECU: Đóng vai trò là trung tâm điều khiển, hộp ECU giám sát và điều phối hoạt động của các bộ phận khởi động, đảm bảo sự phối hợp nhịp nhàng và hiệu quả giữa các thành phần trong hệ thống.

Sơ đồ mạch điện chi tiết của hệ thống này được trình bày trong Hình 3.16, thể hiện cách bố trí và kết nối giữa các thành phần, giúp hệ thống khởi động hoạt động đồng bộ và an toàn.

Khi công tắc nguồn SW1 được bật, điện áp +12V từ ắc quy sẽ được cấp cho bộ điều khiển động cơ ECU, khởi tạo trạng thái sẵn sàng cho hệ thống khởi động. Khi nút nhấn khởi động SW2 được ấn, tín hiệu điều khiển sẽ truyền đến ECU. Lúc này, ECU sẽ kích hoạt rơ le khởi động RL1, cho phép rơ le RL1 đóng mạch và cung cấp điện áp +12V tới rơ le cài khớp U2.



Hình 3.16: Sơ đồ mạch điện điều khiển khởi động

Khi rơ le cài khớp U2 nhận được tín hiệu, piston của rơ le này sẽ thực hiện hai nhiệm vụ quan trọng: thứ nhất, nó nối cực 30 với cực J, cung cấp điện cho motor khởi động MG1; thứ hai, nó đẩy cụm ống trượt cùng với hai chốt cài về phía bánh răng định vị. Motor khởi động MG1 sẽ bắt đầu quay, tạo ra chuyển động quay cần thiết để dẫn động hai chốt cài vào hai lỗ trên bánh răng định vị.

Trong quá trình khởi động, nếu motor khởi động MG1 không quay trước khi hai chốt cài tiếp xúc với bánh răng định vị, dòng điện qua cuộn hút của cóc đề sẽ không bị ngắt, gây ra hiện tượng quá dòng. Hậu quả là cầu chì bảo vệ có thể bị đứt và nhiệt độ tăng cao tại cuộn hút của rơ le cài khớp, dẫn đến nguy cơ hỏng hóc. Để ngăn chặn sự cố này, ECU sẽ điều khiển motor khởi động hoạt động trong một khoảng thời gian ngắn, khoảng 1,4 giây, trước khi ngắt rơ le khởi động RL1 nhằm dừng quá trình khởi động.

Chế độ bảo vệ khởi động: Hệ thống còn được trang bị cơ chế bảo vệ để tránh khởi động lại khi động cơ đang hoạt động hoặc đang trong quá trình khởi động. Trong tình huống này, dù nút SW2 có bị ấn thì hệ thống khởi động cũng sẽ không hoạt động. Điều này đảm bảo rằng nút SW2 sẽ bị vô hiệu hóa khi động cơ đã được kích hoạt, ngăn ngừa các hư hỏng tiềm tàng do khởi động lại không cần thiết.

Toàn bộ quá trình này được điều khiển và giám sát bởi ECU, giúp tối ưu hóa khả năng hoạt động và đảm bảo an toàn cho hệ thống khởi động, tránh các tình trạng hỏng hóc do quá dòng, quá nhiệt và giúp bảo vệ toàn bộ cơ cấu khởi động.

Điều khiển đánh lửa

Hệ thống đánh lửa của động cơ bao gồm các thành phần chính như sau:

Hộp điều khiển động cơ ECU: Đây là trung tâm điều khiển của hệ thống, có nhiệm vụ nhận các tín hiệu từ các cảm biến vị trí và sau đó xử lý dữ liệu để điều khiển thời điểm đánh lửa một cách tối ưu, đảm bảo động cơ hoạt động ổn định và hiệu quả.

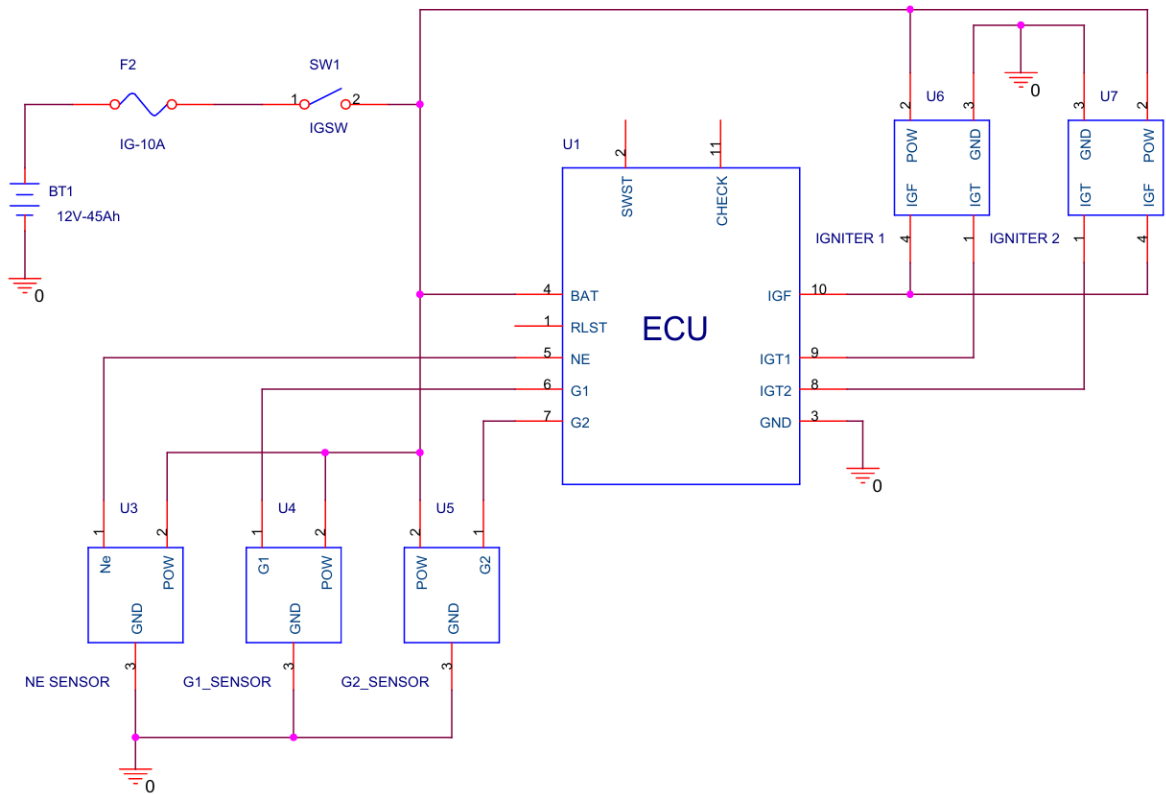
Cảm biến vị trí piston (G1 và G2): Hệ thống được trang bị hai cảm biến hướng dịch chuyển piston (G1 và G2), sử dụng công nghệ cảm biến tiệm cận, để xác định chính xác hướng dịch chuyển của piston trong xylanh.

Bộ điều khiển đánh lửa trực tiếp (Igniter 1 và Igniter 2): Hệ thống sử dụng hai bộ điều khiển đánh lửa trực tiếp Igniter 1 và Igniter 2, kết nối với ECU. Các bộ Igniter này nhận tín hiệu điều khiển từ ECU và tạo ra điện áp cao cần thiết cho bugi, giúp tạo tia lửa điện trong buồng đốt vào đúng thời điểm, đảm bảo hiệu suất cháy tối ưu.

Sơ đồ mạch điện của hệ thống đánh lửa được thể hiện trong Hình 3.16, minh họa cách bố trí và liên kết giữa các bộ phận, đảm bảo hệ thống hoạt động đồng bộ và chính xác.

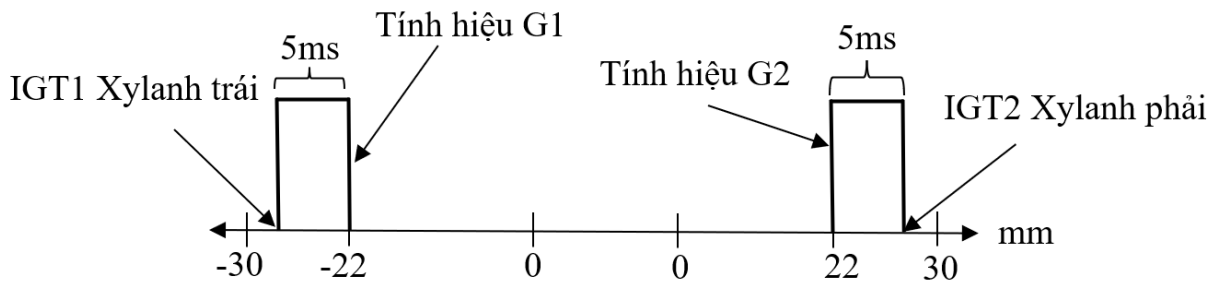
Khi hệ thống nhận được tín hiệu khởi động, bộ điều khiển động cơ (ECU) sẽ kích hoạt hệ thống khởi động và bắt đầu theo dõi tín hiệu từ hai cảm biến hướng dịch chuyển piston G1 và G2 để xác định cần đánh lửa ở phía Igniter 1 hay Igniter 2. Hai cảm biến này được lắp đặt sao cho khi piston đạt vị trí 22mm (cách điểm giới hạn trên 9mm), chúng sẽ phát tín hiệu vị trí về ECU, được trình bày trong Hình 3.17.

Đĩa cảm biến, được lắp trên trục chính, đảm bảo các tín hiệu G1 và G2 cung cấp dữ liệu chính xác về hướng dịch chuyển của piston. Khi ECU nhận được tín hiệu từ G1 hoặc G2, nó sẽ xuất xung IGT1 hoặc IGT2 tương ứng đến chân IGT của Igniter cần kích hoạt đánh lửa. Thời gian tích trữ năng lượng (hay còn gọi là thời gian "Dwell") của quá trình đánh lửa được ECU thiết lập cố định ở mức 5 ms, đảm bảo lượng năng lượng lưu trữ trong cuộn dây sơ cấp của cuộn đánh lửa luôn đạt mức cần thiết. Sơ đồ nguyên lý, thuật toán điều khiển khởi động và đánh lửa thể hiện Hình 3.18 và Hình 3.19.



Hình 3.17: Sơ đồ mạch điện điều khiển đánh lửa

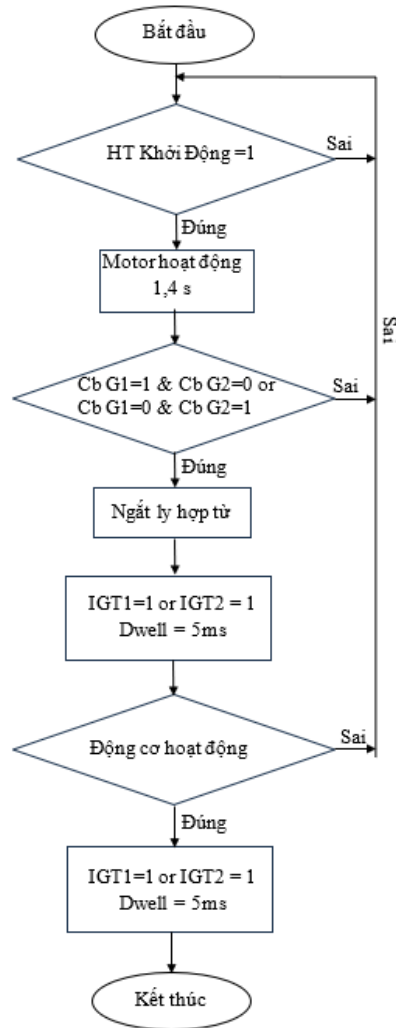
Sau khi thời gian Dwell kết thúc, Igniter ngắt dòng sơ cấp trong cuộn đánh lửa, tạo ra điện áp cao áp cần thiết để thực hiện đánh lửa trong buồng đốt. Việc đánh lửa chính xác ở mỗi phía của piston giúp đảm bảo quá trình đốt cháy hiệu quả, tối ưu hóa công suất động cơ và giảm thiểu tiêu hao nhiên liệu.



Hình 3.18: Sơ đồ nguyên lý đánh lửa

Như vậy, thời điểm đánh lửa trong chế độ khởi động được thiết lập cố định, đảm bảo tính ổn định cần thiết cho quá trình khởi động. Tuy nhiên, trong chế độ hoạt động, thời điểm đánh lửa thay đổi theo nguyên tắc: khi tốc độ động cơ càng cao, thời điểm đánh lửa càng trễ. Nguyên tắc này đặc biệt hữu ích đối với động cơ FPE hai kỳ, bởi khi piston di chuyển nhanh hơn nhưng thời gian tích trữ năng lượng của quá trình đánh lửa được ECU thiết lập cố định ở mức 5 ms, hành trình piston sẽ kéo dài hơn, dẫn đến tỷ số nén cao hơn. Điều này tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình cháy diễn ra hiệu quả hơn.

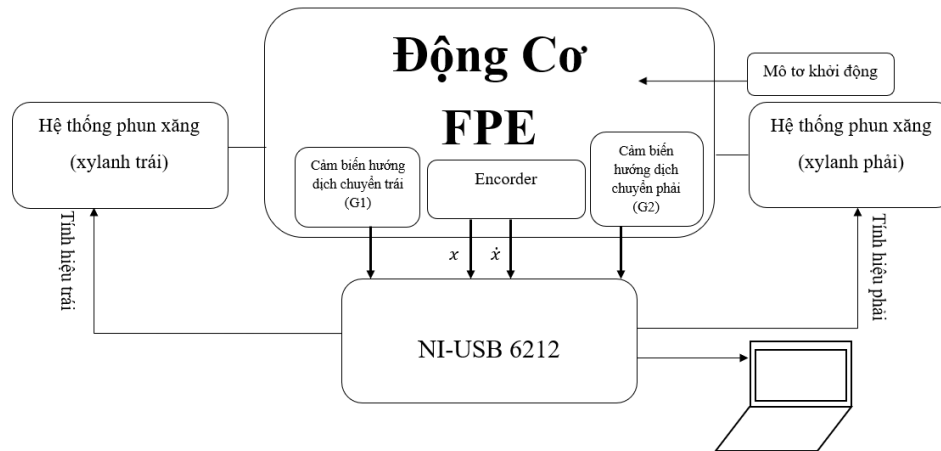
Hệ thống đánh lửa điện cảm (TI - Transistorized Ignition System) hiện đang được sử dụng có khả năng nâng điện áp từ 12V của ắc quy lên đến 20 – 40 kV, đảm bảo tia lửa đủ mạnh cho quá trình cháy, ngay cả trong điều kiện áp suất cao. Hệ thống TI dễ dàng tích hợp với các linh kiện phổ biến như IC và bugi trên thị trường. Đặc biệt, loại bugi hiện tại có tích hợp cảm biến áp suất AVL-ZF43, hỗ trợ theo dõi chính xác áp suất trong xy lanh. Điều này không chỉ giúp tối ưu quá trình đánh lửa mà còn cung cấp dữ liệu quan trọng cho việc phân tích và cải thiện hiệu suất động cơ.



Hình 3.19: Sơ đồ thuật toán điều khiển khởi động và đánh lửa

3.5.3. Điều khiển hệ thống phun nhiên liệu

Hệ thống phun xăng trong mô hình này được điều khiển hoàn toàn bằng điện tử, với mọi hoạt động phụ thuộc vào phản hồi từ các cảm biến để đảm bảo tính chính xác và ổn định. Sau khi hoàn tất quá trình khởi động, động cơ sẽ ngay lập tức chuyển sang chế độ hoạt động tự do. Trong cả hai chế độ khởi động và hoạt động tự do, thời điểm phun nhiên liệu được thiết lập cố định.



Hình 3.20: Hệ thống điều khiển phun nhiên liệu

Hệ thống phun nhiên liệu trong mô hình bao gồm các thành phần chính như ống phân phối nhiên liệu, hai vòi phun và bơm nhiên liệu, tạo thành một mạng cung cấp nhiên liệu đáng tin cậy cho quá trình cháy. Xăng được sử dụng làm nhiên liệu chính và được pha sẵn với dầu bôi trơn động cơ hai kỳ theo tỷ lệ 1:25 (dầu bôi trơn/xăng) nhằm đảm bảo quá trình bôi trơn liên tục cho các chi tiết của động cơ.

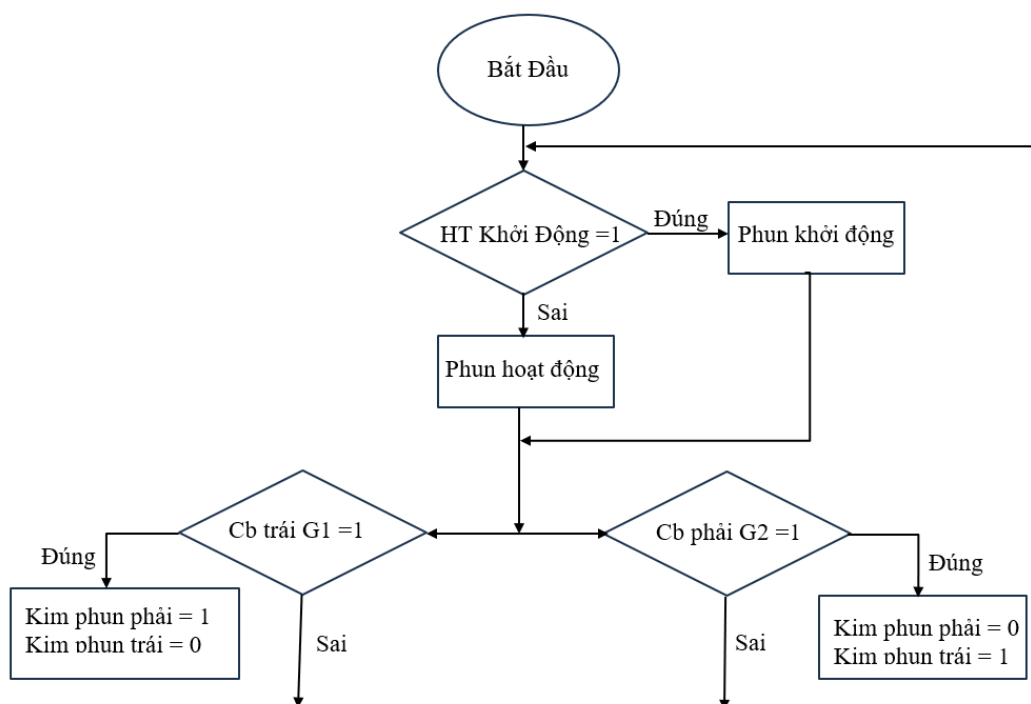
Thời gian và lượng nhiên liệu phun được kiểm soát thông qua hệ thống USB-6212, một thiết bị hỗ trợ thu thập và xử lý dữ liệu với tốc độ cao. Phần mềm điều khiển phun nhiên liệu được lập trình trên nền tảng LabVIEW, cho phép thiết lập các tham số phun một cách chính xác và nhanh chóng. Nhờ vào việc sử dụng LabVIEW, hệ thống có khả năng đáp ứng nhanh chóng trước các thay đổi nhỏ trong vận hành, đảm bảo hiệu suất tối ưu và tiết kiệm nhiên liệu, được trình bày trong Hình 3.20.

Nhiên liệu được phun vào đầu kỳ nạp, giúp nhanh chóng đưa nhiên liệu vào buồng nạp, hạn chế tối đa việc nhiên liệu bám lại trên đường nạp, điều này giúp tăng hiệu suất cháy và giảm tổn thất năng lượng không cần thiết. Tuy nhiên, do vị trí kim phun đặt trước van một chiều, một lượng nhiên liệu vẫn có thể đọng lại phía trước van, gây ra hiện tượng tồn lưu nhiên liệu và có khả năng ảnh hưởng đến hiệu suất hệ thống.

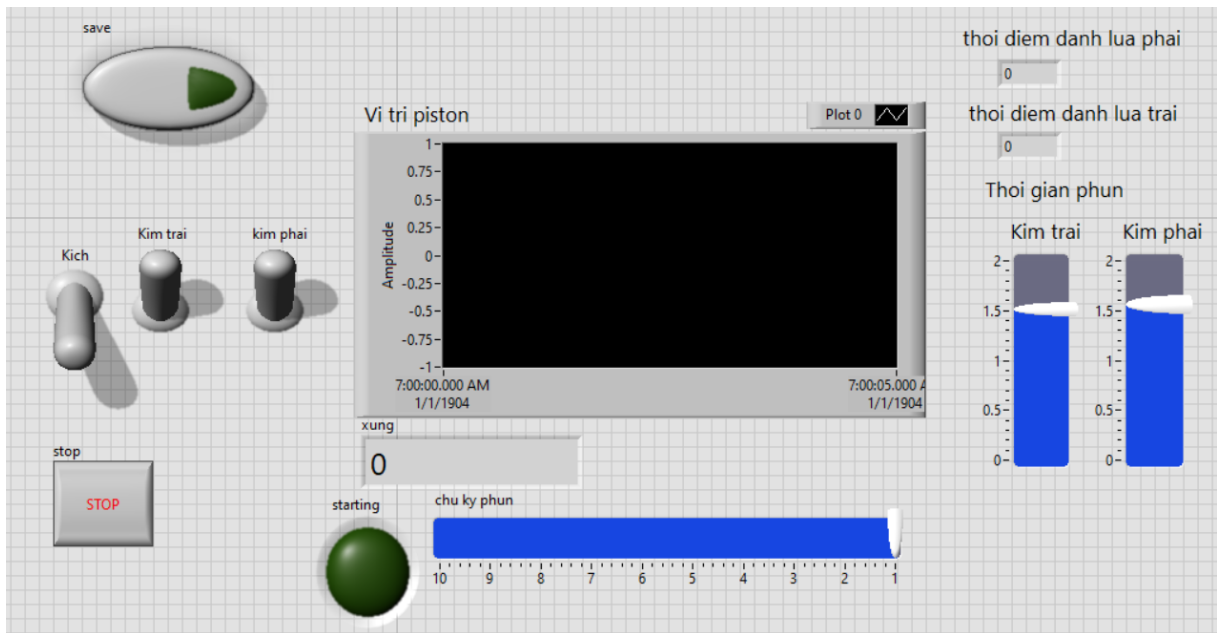
Hệ thống điều khiển phun nhiên liệu hoạt động dựa trên tín hiệu từ các cảm biến dẫn hướng G1 và G2, giúp xác định chính xác chu kỳ hoạt động của từng xylanh. Khi động cơ bắt đầu quá trình khởi động, bộ điều khiển động cơ sẽ nhận tín hiệu từ cảm biến,

từ đó xác định xylanh nào đang trong giai đoạn nén và xylanh nào đang trong giai đoạn nạp. Khi cảm biến G1 phát hiện xylanh trái đang vào kỳ nén, bộ điều khiển sẽ điều khiển kim phun của xylanh phải phun nhiên liệu vào đầu kỳ nạp của nó, đảm bảo cung cấp nhiên liệu kịp thời cho chu trình cháy. Quy trình này được thực hiện tương tự với xylanh trái khi xylanh phải vào kỳ nén.

Lượng nhiên liệu phun được điều chỉnh thông qua thời gian nhắc kim phun, từ đó kiểm soát được lượng nhiên liệu vào buồng đốt dựa trên tốc độ và tải trọng của động cơ. Thời gian phun có thể thay đổi để khảo sát sự ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến hiệu suất phun nhiên liệu. Lưu đồ thuật toán điều khiển phun nhiên liệu được minh họa trong Hình 3.21 và giao diện điều khiển được xây dựng trên LabVIEW được thể hiện trong Hình 3.22.



Hình 3.21: Lưu đồ thuật toán điều khiển hệ thống phun nhiên liệu



Hình 3.22: Giao diện điều khiển phun nhiên liệu - đánh lửa trên phần mềm Labview

3.6. Mô phỏng quá trình cháy trong quá trình khởi động FPE

3.6.1. Mục đích và phạm vi mô phỏng

Phương pháp khởi động của mô hình sử dụng nguyên lý cộng hưởng cơ học, trong đó piston di chuyển tuyến tính với một tốc độ nhất định cho đến khi áp suất cuối cùng trong quá trình nén đạt mức đủ cao để kích hoạt quá trình đánh lửa. Khi tia lửa xuất hiện, quá trình giải phóng nhiệt làm tăng áp suất trong xylanh. Với giả thiết áp suất sinh ra trong quá trình này phải đủ lớn để đẩy piston di chuyển ngược lại, hoàn thành chu trình khởi động.

Trong thực tế, quá trình sinh nhiệt (cấp nhiệt từ sự cháy, tạo công có ích đủ để khởi động) là một quá trình phức tạp và khó kiểm soát. Bước đầu, cần tiến hành các tính toán mô phỏng đánh giá các yếu tố ảnh hưởng của các yếu tố ban đầu như áp suất nén khởi động, lượng nhiên liệu phun cần thiết, thời điểm đánh lửa phù hợp, vận tốc khởi động trung bình đủ lớn. Để mô phỏng và nghiên cứu các yếu tố ảnh hưởng này, hàm Weibe đã được sử dụng thông qua phần mềm Matlab Simulink. Mô phỏng này giúp khảo sát và đánh giá tác động của các thông số đầu vào đến quá trình giải phóng nhiệt trong động cơ. Các kết quả mô phỏng là cơ sở ban đầu để đánh giá xem phương pháp khởi động cơ khí có phù hợp với mô hình động cơ FPE hay không. Mô phỏng bỏ qua lực ma

sát vì lực ma sát được xem như rất nhỏ so với lực khởi động. Động cơ chưa vận hành nên nhiệt độ mô phỏng xem như là cố định.

Trong chế độ khởi động, lần đánh lửa đầu tiên được xem là yếu tố quyết định xem động cơ có thể khởi động thành công hay không. Do đó, mô phỏng chỉ tập trung khảo sát các yếu tố ảnh hưởng trong lần đánh lửa đầu tiên. Tốc độ mô phỏng được thiết lập ở 10 Hz, với thời điểm đánh lửa khi piston di chuyển đến 9 mm tính từ điểm giới hạn hành trình (ĐGHT). Lượng nhiên liệu phun được thay đổi qua các giá trị 2 mg, 3 mg và 4 mg cho mỗi lần mô phỏng, trong khi thời gian cháy thay đổi trong khoảng từ 2 ms đến 5 ms, thời gian cháy này cũng được sử dụng trong tài liệu tham khảo [77]. Áp suất trong quá trình giải phóng nhiệt được sử dụng như một thông số đầu ra để đánh giá hiệu quả của quá trình.

Sau khi kết thúc quá trình khởi động, động cơ sẽ ngay lập tức chuyển sang chế độ hoạt động. Tuy nhiên, do động cơ FPE không có ĐCT cố định, nên quá trình hoạt động của động cơ rất khó có thể khảo sát đầy đủ thông qua mô phỏng lý thuyết. Để có cái nhìn chính xác và chi tiết hơn về quá trình này, việc thực hiện các thí nghiệm thực tế là cần thiết để điều tra và khảo sát quá trình hoạt động của động cơ trong điều kiện thực tế.

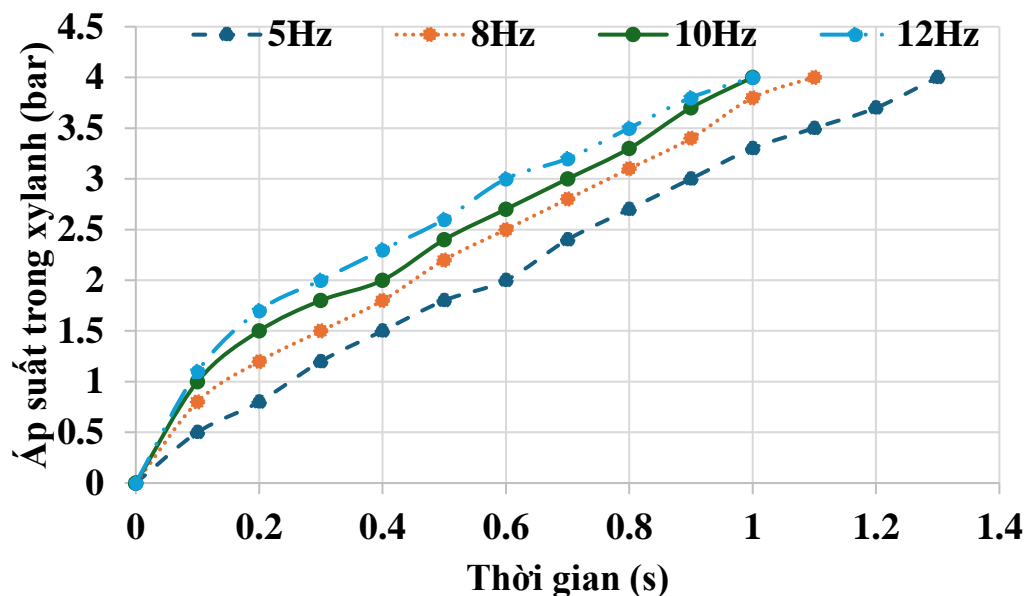
Bảng 3.2: Các thông số mô phỏng quá trình đánh lửa

Thông số kỹ thuật	Kí hiệu	Giá trị
Tần số khởi động (Hz)	f	10
Tỷ số nén khởi động	ϵ	$\approx 3:1$
Áp suất cuối quá trình nén khởi động (bar)	p_c	4
Thời gian cháy (ms)	t_s	2 – 5
Lượng nhiên liệu đầu vào (mg)	m_f	2 – 4
Tỷ lệ nhiệt riêng	γ	1,4
Nhiệt trị thấp của xăng (MJ/kg)	LHV	43,96

3.6.2. Thực nghiệm áp suất đầu vào cho mô phỏng

Vị trí ngắt khởi động trong mô hình được thiết kế với khoảng cách 22 mm. Khi quá trình khởi động kết thúc, tia lửa được tạo ra và bắt đầu kích hoạt quá trình cháy. Dựa trên các tính toán trong phần 3.4, khi ngắt khởi động, động cơ có thể đạt được mức áp suất cần thiết để đánh lửa là 4,8 bar. Tuy nhiên, để đạt được áp suất này, không thể hoàn thành trong một lần khởi động duy nhất mà cần phải có sự dao động áp suất ở một tần số nhất định qua một số chu kỳ khởi động. Do đó, các thực nghiệm ban đầu đã được tiến hành nhằm xác định tần số dao động và thời gian dao động phù hợp với mô hình động cơ FPE.

Trong các thực nghiệm này, bốn tần số tuyến tính được lựa chọn là 5 Hz, 8 Hz, 10 Hz, 12 Hz. Tần số dao động được điều chỉnh bằng cách thay đổi tỷ số truyền của bộ truyền xích giữa động cơ điện và trục khởi động, như được minh họa trong Hình 3.23. Thực nghiệm này nhằm tối ưu hóa quá trình khởi động, đảm bảo động cơ có thể đạt được mức áp suất cần thiết cho quá trình đánh lửa một cách hiệu quả nhất.



Hình 3.23: Đồ thị thời gian đạt áp suất khởi động với các tần số khác nhau

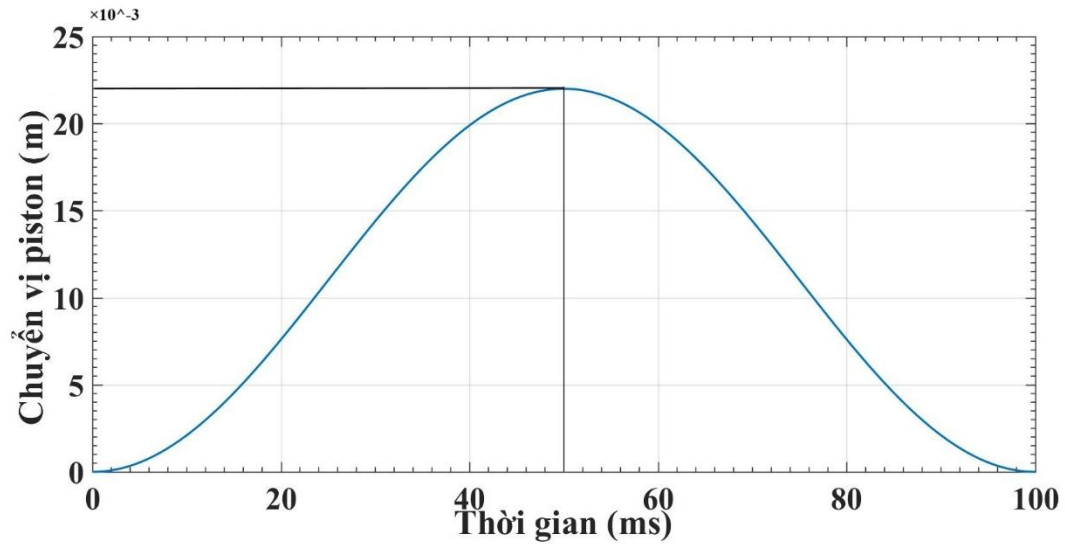
Qua các thử nghiệm ban đầu, kết quả cho thấy ở các tần số dao động khác nhau, áp suất nén trong xy lanh đều đạt 4 bar, tuy nhiên thời gian để đạt được áp suất này lại có sự khác biệt. Cụ thể, khi tốc độ dao động càng nhanh, thời gian cần thiết để đạt áp suất nén càng ngắn. Ở các tần số 10 Hz và 12 Hz, không có sự chênh lệch lớn về thời gian hình thành áp suất nén trong xy lanh so với các tần số thấp hơn. Tuy nhiên, việc khởi động ở tần số cao yêu cầu một năng lượng ban đầu lớn để cung cấp cho hệ thống khởi động, điều này dẫn đến hao phí năng lượng không mong muốn.

Như vậy, chỉ cần tần số 10 Hz, thời gian dao động cơ học trong một giây, áp suất nén trong xy lanh có thể đạt được 4 bar. Với áp suất này hỗn hợp nhiên liệu có thể cháy khi đánh lửa, điều này đã được chứng minh qua các nghiên cứu trước [78]. Vì vậy, áp suất nén ban đầu 4 bar được chọn để mô phỏng cho lần cháy đầu tiên trong quá trình khởi động.

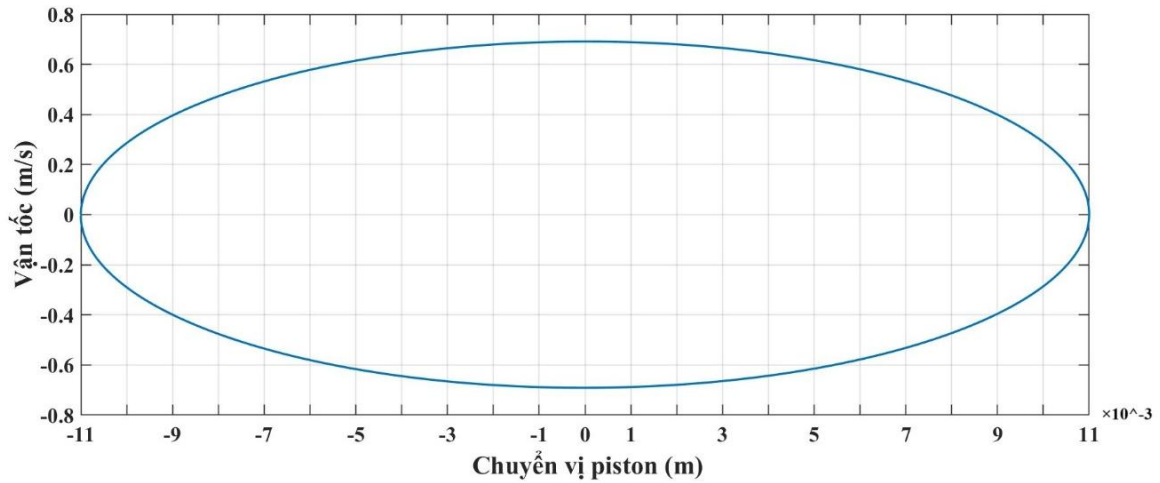
3.6.3. Kết quả mô phỏng

Sau khi ECU thực hiện lệnh dừng khởi động bằng cách ngắt nguồn điện qua rơ le cài khớp, hai lò xo trong rơ le và ống trượt sẽ đẩy chốt kết nối trên ống trượt tách khỏi bánh răng định vị, từ đó ngắt đường truyền công suất từ máy khởi động đến động cơ. Đồng thời, ECU cũng gửi tín hiệu đánh lửa đến IC đánh lửa. Trong giai đoạn này, piston tiếp tục dịch chuyển nhờ vào lực quán tính, tuy nhiên mức độ dịch chuyển không đáng kể vì không còn động lực từ cơ cấu khởi động và piston đang chịu phản lực từ áp suất nén trong xy lanh.

Do đó, thời điểm đánh lửa được xác định tại vị trí piston đạt 22 mm (9 mm tính từ ĐGHT), tương ứng với thời gian dịch chuyển của piston hơn 50 ms, như được thể hiện trong Hình 3.24. Tốc độ khởi động ở 10 Hz (với vận tốc piston khoảng 0,7 m/s) cũng được minh họa trong Hình 3.25.



Hình 3.24: Thời gian chuyển động của piston trong quá trình khởi động



Hình 3.25: Vận tốc và chuyển vị của piston trong quá trình khởi động

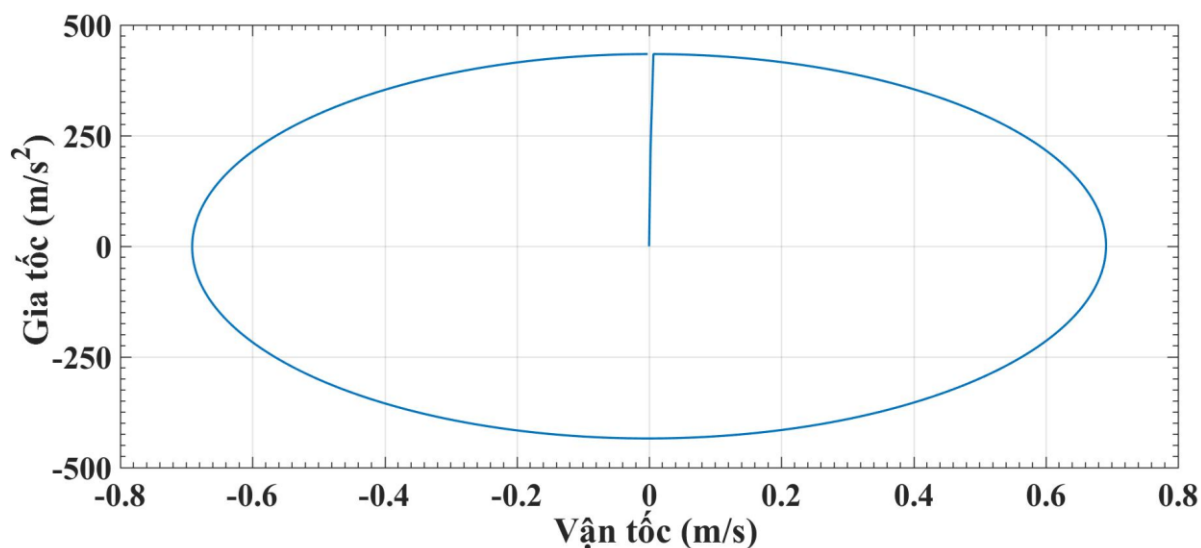
Điều kiện để FPE duy trì hoạt động sau lần đánh lửa đầu tiên:×

$$F_{cyl} > m \frac{d^2x}{dt^2} + F_{sl}$$

$$F_{cyl} > m \frac{d^2x}{dt^2} + F_{sr}$$

Với gia tốc 440 m/s², như thể hiện trong Hình 3.26, khối lượng dịch chuyển là 0,5 kg, lực quán tính khi khởi động đạt giá trị 220 N. Áp suất nén trong quá trình khởi động là 4 bar, tương ứng với lực nén $F_s = 362$ N. Để piston dịch chuyển theo hướng ngược lại, quá trình cháy đầu tiên cần tạo ra một lực lớn hơn tổng lực quán tính và lực nén ở phía

đôi diện. Do đó, áp suất trong quá trình cháy khởi động phải vượt quá 7 bar để tạo ra lực khí thể lớn hơn 600 N. Điều này phụ thuộc vào lượng nhiên liệu được phun vào xy lanh. Vì vậy, trong mô phỏng, các mức nhiên liệu phun được lựa chọn lần lượt là 2 mg, 3 mg, và 4 mg để khảo sát áp suất cháy khởi động, nhằm xác định lượng nhiên liệu phun tối ưu cho thực nghiệm.



Hình 3.26: Vận tốc và gia của piston trong quá trình khởi động

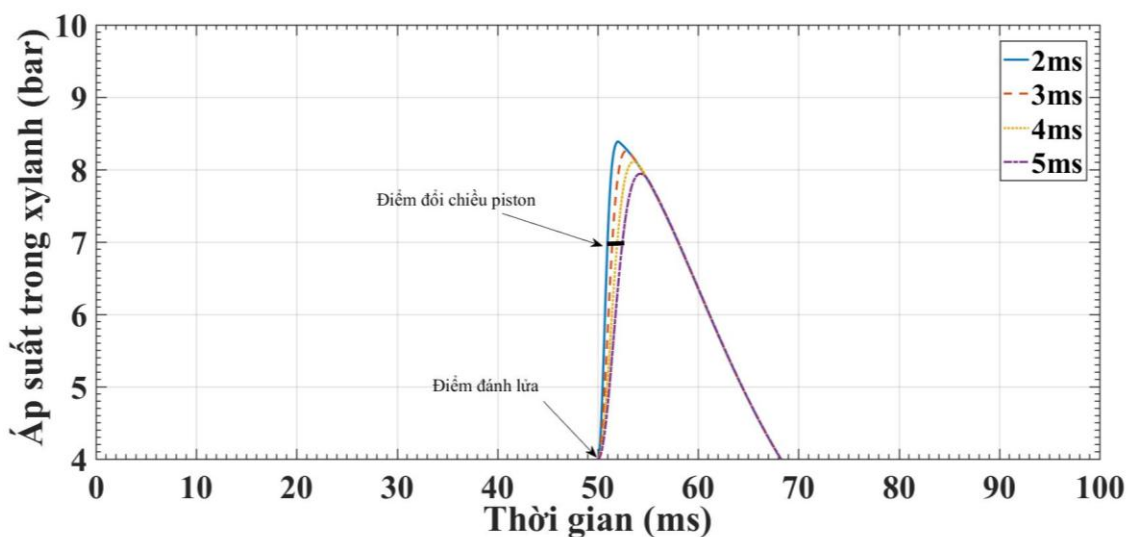
Áp suất sau khi đánh lửa được thể hiện trong các Hình 3.27, Hình 3.28 và Hình 3.29, cho thấy áp suất cháy dao động từ 8 bar đến 12 bar, phụ thuộc vào thời gian cháy và lượng nhiên liệu phun. Thời gian cháy là một yếu tố phức tạp, trong mô phỏng này thời gian cháy là biến số tự do để khảo sát quy luật áp suất quá trình cháy, được mô phỏng trong khoảng từ 2 ms đến 5 ms với thời điểm đánh lửa cố định và các mức nhiên liệu phun lần lượt là 2 mg, 3 mg và 4 mg cho từng lần mô phỏng.

Khi phun các lượng nhiên liệu 2 mg, 3 mg và 4 mg, áp suất cháy đạt từ $P_{cy} \approx 8$ bar đến $P_{cy} \approx 12$ bar, đủ lớn để piston có thể dịch chuyển ngược chiều sau khi tách khỏi cơ cấu khởi động. Lực tác động lên piston ước tính dao động từ $F_{cy} \approx 725$ N đến $F_{cy} \approx 1.100$ N (công thức 2.42 và 2.43), vượt qua yêu cầu lực khởi động tối thiểu là 600 N, cho phép các mức nhiên liệu này được áp dụng trong thực nghiệm.

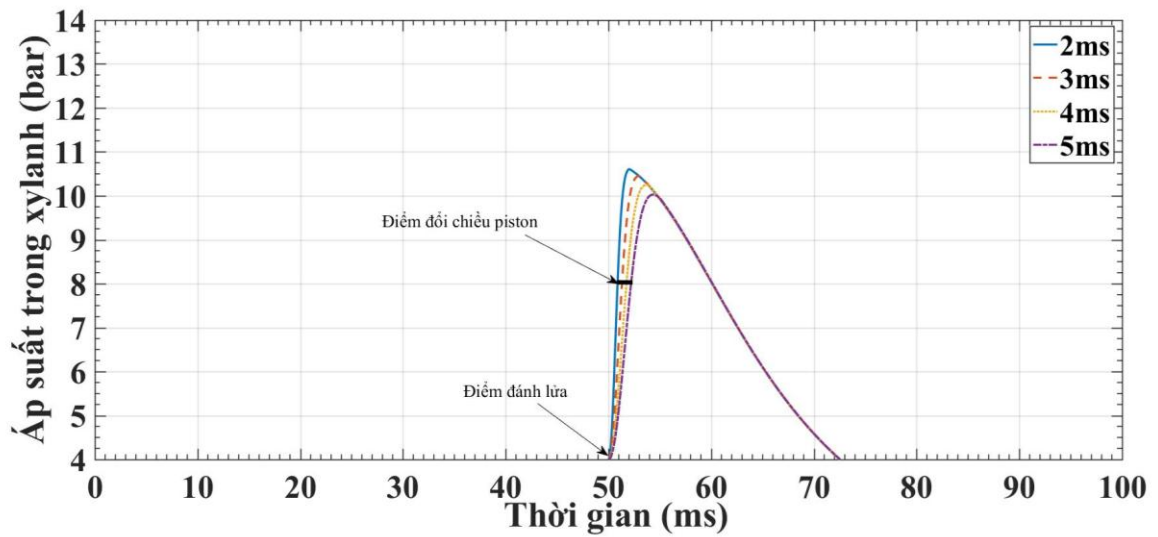
Kết quả cho thấy, áp suất cháy tăng khi thời gian cháy ngắn và giảm khi thời gian cháy kéo dài. Khi thời gian cháy kéo dài, phần lớn nhiên liệu cháy khi piston đã bắt đầu

thay đổi hướng, điều này làm giảm hiệu quả của lực đẩy, thể hiện qua phần trăm nhiên liệu cháy Hình 3.30. Biên độ dịch chuyển tối đa của piston phụ thuộc vào lực quán tính sau khi tách ly khỏi cơ cấu khởi động. Chỉ cần áp suất cháy đạt ngưỡng cần thiết lớn hơn lực quán tính sẽ ngay lập tức làm piston đổi chiều. Trong giai đoạn này, piston bắt đầu thay đổi hướng trước khi áp suất đạt cực đại, do hỗn hợp hòa khí vẫn tiếp tục cháy ngay cả sau khi piston đã đổi chiều.

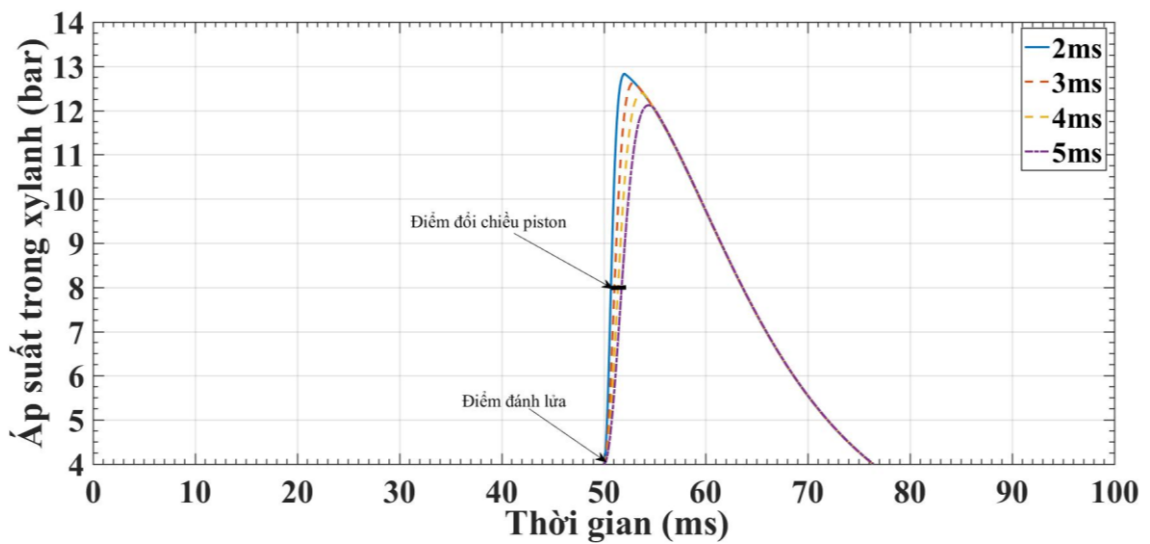
Những kết quả này sẽ được xác minh và phân tích chi tiết trong Chương 4 thông qua các nghiên cứu thực nghiệm, từ đó làm rõ mối quan hệ giữa thời gian cháy, lượng nhiên liệu, áp suất và động lực học của piston trong hệ thống động cơ piston tự do.



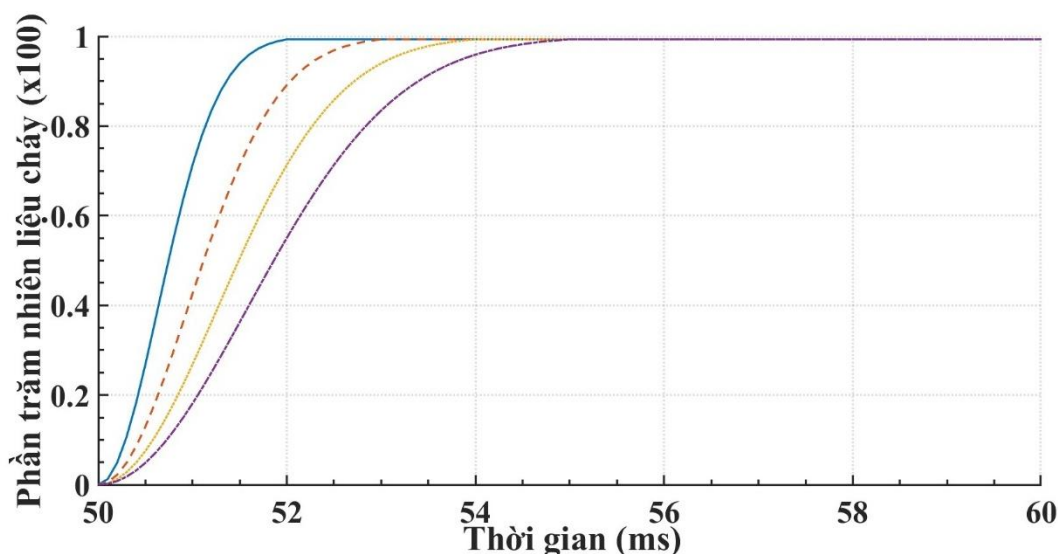
Hình 3.27: Kết quả mô phỏng áp suất xylanh với lượng phun nhiên liệu 2 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz



Hình 3.28: Kết quả mô phỏng áp suất xylanh với lượng phun nhiên liệu 3 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz



Hình 3.29: Kết quả mô phỏng áp suất xylanh với lượng phun nhiên liệu 4 mg, thời gian cháy 2 ms – 5 ms, áp suất ban đầu 4 bar, tần số khởi động 10Hz



Hình 3.30: Phần trăm nhiên liệu cháy

3.7. Kết luận chương 3

Chương này trình bày quá trình thiết kế và chế tạo mô hình động cơ không trục khuỷu với cấu hình đặc biệt, sử dụng động cơ không trục khuỷu, loại piston kép, hoạt động hai kỳ và đánh lửa bằng tia lửa điện. Cấu hình này sử dụng cơ cấu khởi động cơ khí tự phát triển, với kích thước và khả năng tạo ra lực khởi động ổn định, đủ lớn để đưa piston đạt đến vị trí mong muốn. Điều này đảm bảo động cơ có thể khởi động một cách hiệu quả và duy trì hoạt động liên tục mà không gặp phải các vấn đề liên quan đến độ ổn định và sự cố trong quá trình khởi động. Hệ thống điều khiển tự động được áp dụng để quản lý đồng bộ giữa cơ cấu khởi động cơ khí và hệ thống phun nhiên liệu – đánh lửa, qua đó đảm bảo hiệu suất tối ưu và sự ổn định của động cơ trong suốt quá trình vận hành.

Để nghiên cứu và tối ưu hóa quá trình hoạt động của động cơ, mô phỏng động học và nhiệt động lực học của động cơ được thực hiện bằng mô hình cháy Wiebe trong môi trường Matlab Simulink. Mô hình này được xây dựng nhằm khảo sát khả năng đánh lửa với các mức nhiên liệu khác nhau trong động cơ không trục khuỷu, dựa trên các nguyên lý phát triển đã được giới thiệu trong Chương 2. Những kết quả mô phỏng này chỉ ra rằng động cơ có thể khởi động ổn định với cơ cấu khởi động cơ khí hoạt động ở tần số 10 Hz và khi lượng nhiên liệu phun vào mỗi chu kỳ dao động từ 2mg đến 4 mg,

động cơ có thể duy trì hoạt động liên tục, đảm bảo hiệu suất cao trong quá trình vận hành.

Một trong những điểm đáng chú ý trong kết quả mô phỏng là biên độ dịch chuyển tối đa của piston không phải là một giá trị cố định mà thay đổi theo quán tính chuyển động của piston sau khi tách ly hợp và theo áp suất nén trong xylanh. Điều này cho thấy sự phức tạp trong quá trình điều khiển động học của piston, nơi mà nhiều yếu tố như quán tính chuyển động và áp suất nén có ảnh hưởng lớn đến sự vận hành của động cơ. Yếu tố này đòi hỏi một hệ thống điều khiển cực kỳ chính xác và sự tính toán kỹ lưỡng trong quá trình thiết kế, nhằm đảm bảo rằng piston có thể dịch chuyển đúng hướng và đạt được hiệu quả tối ưu trong từng chu kỳ hoạt động.

Chương 4

NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

Trong chương này, một loạt các thực nghiệm đã được tiến hành nhằm kiểm tra các yếu tố quan trọng như áp suất, tốc độ động cơ, lượng nhiên liệu phun, thời điểm đánh lửa, v.v. Các thực nghiệm này được thực hiện ở hai chế độ: chế độ khởi động và chế độ hoạt động của động cơ. Việc điều khiển các tham số này ở hai chế độ khác nhau đóng vai trò quan trọng trong việc đánh giá hoạt động động cơ. Ở chế độ khởi động, cần có những điều chỉnh khác biệt so với chế độ hoạt động để đảm bảo động cơ có thể khởi động dễ dàng và ổn định ngay cả trong các điều kiện môi trường khác nhau. Trong khi đó, ở chế độ hoạt động, các tham số như áp suất và thời điểm đánh lửa cần được điều chỉnh để động cơ có thể hoạt động.

4.1. Mục đích và phạm vi thực nghiệm

Với cơ cấu khởi động của mô hình FPE trong luận án, piston được dẫn động đến vị trí định sẵn với biên độ dịch chuyển 22 mm, nhằm đạt áp suất ban đầu là 4 bar trong thời gian dao động tuyến tính. Sau khi đánh lửa, áp suất cực đại được mô phỏng có thể đạt khoảng 12 bar. Tuy nhiên, để quá trình cháy xảy ra, cần phải đáp ứng một số yếu tố quan trọng khác như vị trí đánh lửa chính xác, thời gian tích trữ năng lượng đầy đủ và lượng nhiên liệu phun thích hợp. Do đó, việc tiến hành thực nghiệm là cần thiết để đánh giá các thông số vận hành của động cơ trong cả hai giai đoạn khởi động và hoạt động.

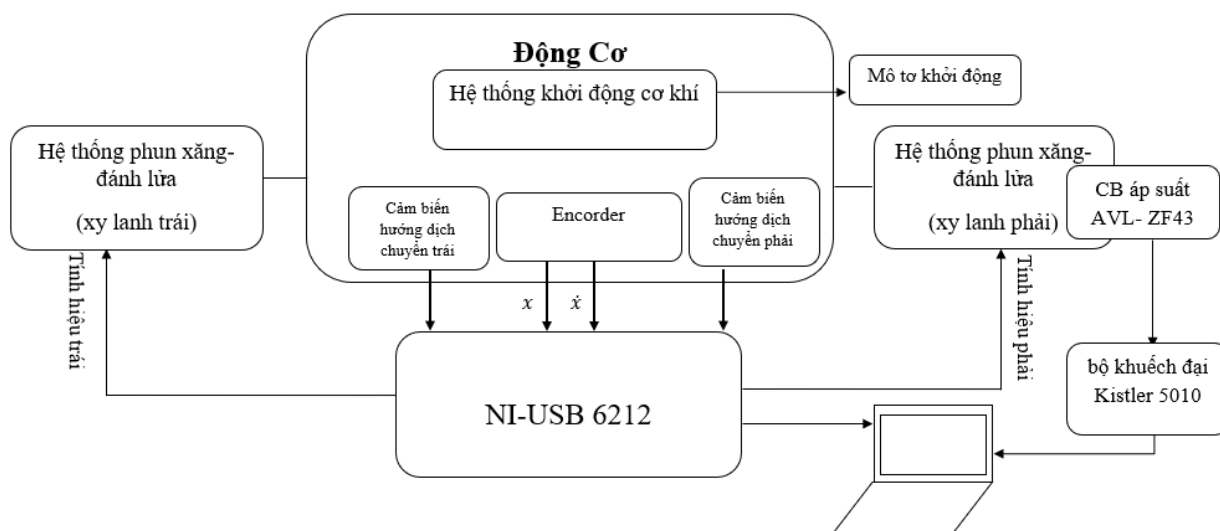
Thực nghiệm được tiến hành nhằm khảo sát các thông số chủ yếu ở hai giai đoạn: giai đoạn khởi động và giai đoạn hoạt động. Trong giai đoạn khởi động, lần đánh lửa đầu tiên sau khi tách ly hợp đóng vai trò quyết định. Trong giai đoạn này, cần phải đảm bảo độ chính xác cao vì nếu ly hợp không tách hoàn toàn, piston sẽ không thể đổi chiều hoặc chỉ có thể đổi chiều với lực quán tính không đủ lớn, khiến động cơ không thể khởi động. Ngoài ra, áp suất cháy sau khi đánh lửa cần phải đủ lớn để thắng được lực quán tính của FPE để đổi chiều piston, chuyển tiếp quá trình khởi động sang hoạt động. Trong giai đoạn hoạt động, tốc độ của động cơ tăng cao, do không có điểm đổi chiều cố định, quá trình hoạt động có xu hướng thiếu ổn định. Kết quả thực nghiệm này sẽ cung cấp cơ sở

thực tiễn để tối ưu hóa quá trình khởi động và hoạt động của động cơ, góp phần nâng cao hiệu suất và đảm bảo tính ổn định trong vận hành.

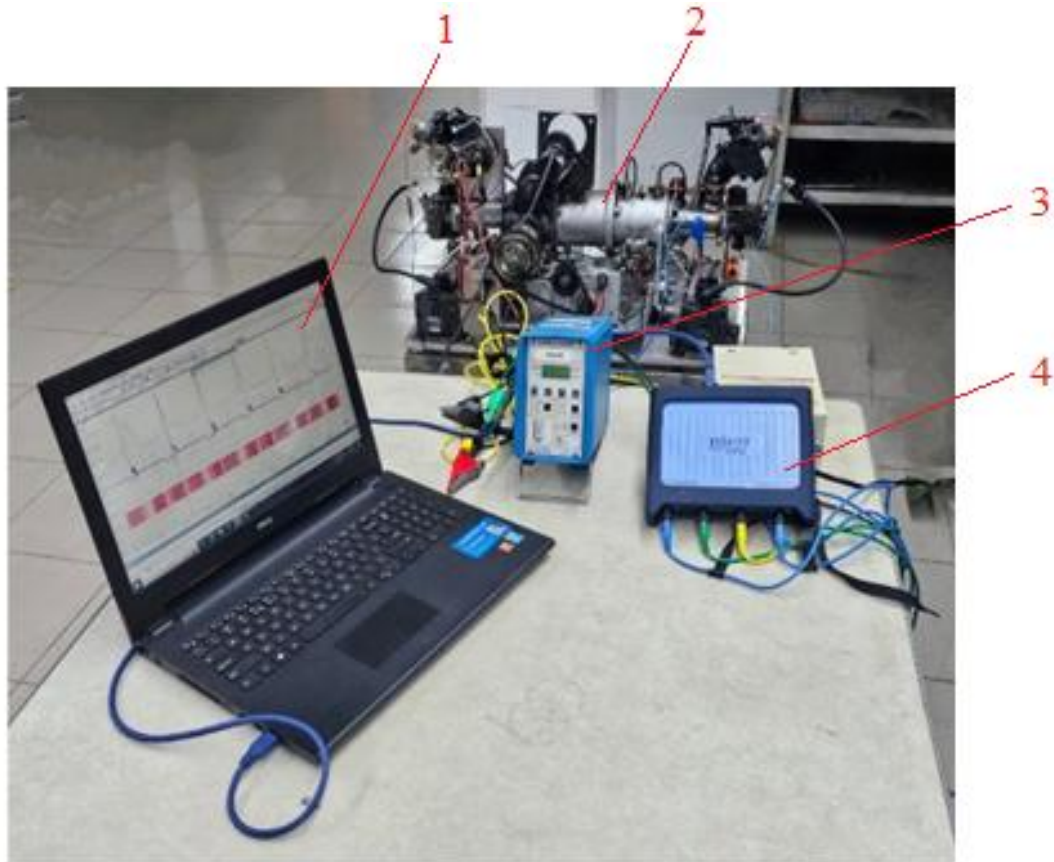
4.2. Bố trí mô hình thực nghiệm

Mô hình thực nghiệm FPE được trình bày trong Hình 4.1 và Hình 4.2. Quá trình thực nghiệm được chia thành hai giai đoạn: giai đoạn khởi động và giai đoạn hoạt động. Giai đoạn khởi động kéo dài 1,4 giây, với trình tự khởi động như sau: nhận tín hiệu khởi động → đóng ly hợp từ → kích hoạt bộ đếm thời gian khởi động → xác nhận động cơ đã chuyển động → phun nhiên liệu → chờ hoàn tất thời gian khởi động → ngắt ly hợp từ → đánh lửa.

Sau khi FPE đánh lửa quá trình cháy bắt đầu, hệ thống chuyển sang chế độ hoạt động. Trình tự hoạt động bao gồm: kiểm tra vị trí piston → điều khiển phun nhiên liệu và điều khiển đánh lửa. FPE được vận hành trong điều kiện không đổi với áp suất đầu vào 1,05 bar (động cơ không tăng áp), trong đó khối lượng nhiên liệu phun vào được điều chỉnh để khảo sát ảnh hưởng đến tốc độ động cơ. Thời điểm ngắt dòng sơ cấp của cuộn đánh lửa được thiết lập tại vị trí 9 mm từ ĐGHT, với thời gian tích trữ năng lượng cuộn sơ cấp cố định là 5 ms.



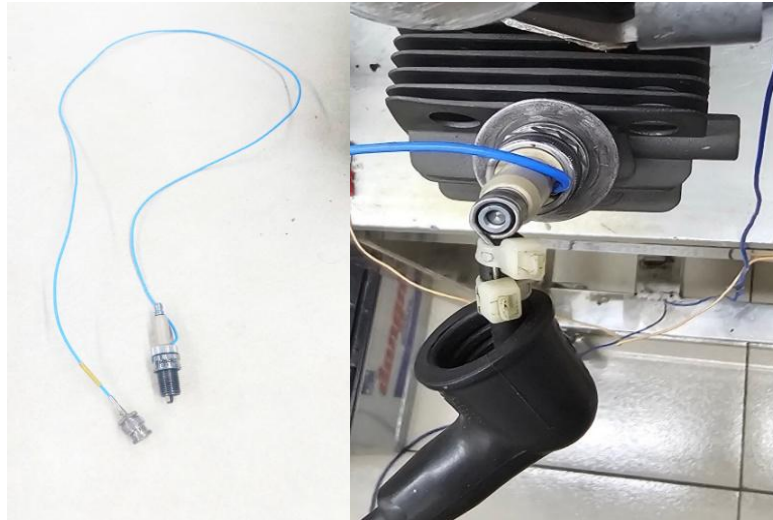
Hình 4.1: Sơ đồ bố trí thí nghiệm



Hình 4.2: Mô hình thí nghiệm FPE

1. Máy tính; 2. Mô hình FPE; 3. Bộ khuếch đại Kistler 5010; 4. Bộ đo xung PicoScope 4425.

Trong các thí nghiệm, thời điểm đánh lửa được xác định khi tia lửa đầu tiên xuất hiện. Hệ thống thu thập dữ liệu của FPE, được phát triển bằng phần mềm LabView, tích hợp với thiết bị thu thập dữ liệu PicoScope 4425. Để đo áp suất cháy trong xy lanh, cảm biến áp suất AVL-ZF43 (Hình 4.3 và Bảng 4.1) được sử dụng kết hợp với bộ khuếch đại Kistler 5010. Một encoder có độ phân giải 0,2 mm/xung được lắp trên động cơ để cung cấp dữ liệu về vị trí và vận tốc của động cơ. Các tín hiệu điều khiển và dữ liệu từ các cảm biến được truyền về máy tính qua thiết bị NI-USB 6212.



Hình 4.3: Cảm biến AVL-ZF43

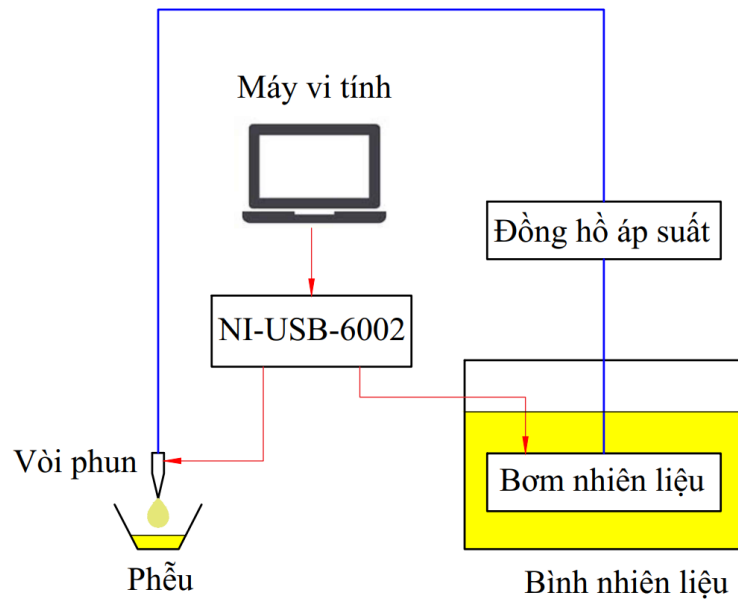
Bảng 4.1: Thông số kỹ thuật của cảm biến AVL-ZF43

Thông số	Giá trị
Phạm vi đo lường	0...250bar
Độ nhạy	16 pC/bar
Độ chính xác	$\pm 0,3\%$
Tần số đáp ứng	115 kHz
Nhiệt độ hoạt động	-40°C...400°C

4.3. Xác định lượng nhiên liệu phun

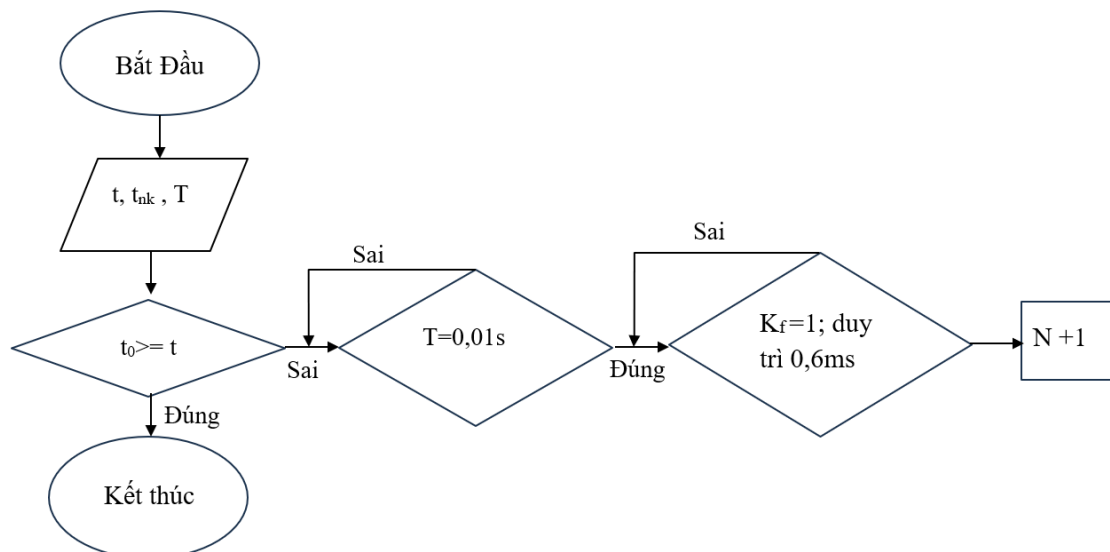
4.3.1. Thực nghiệm nhiên liệu phun

Khi tín hiệu từ bộ điều khiển truyền đến bộ chấp hành (kim phun), thời gian đáp ứng là cần thiết, do đó thời gian phun từ tín hiệu điều khiển và thời gian phun thực tế có sự chênh lệch. Do vậy, cần tiến hành thực nghiệm để xác định chính xác lượng nhiên liệu phun thực tế tương ứng với thời gian phun. Sơ đồ bố trí thực nghiệm kim phun thể hiện Hình 4.4.



Hình 4.4: Sơ đồ thực toán thử nghiệm lượng nhiên liệu phun

Điều kiện thực nghiệm được thiết lập như sau: thời gian thực nghiệm là 5 giây, với chu kỳ phun nhiên liệu 10 ms và thời gian phun là 0,6 ms. Sau khi nhập các thông số đầu vào, thiết bị NI-USB 6212 bắt đầu tiến hành thực nghiệm, nhiên liệu được phun vào ống nghiệm. Thiết bị NI-USB 6212 ghi nhận số lần phun thực tế trong khoảng thời gian lấy mẫu là 5 giây, sơ đồ thuật toán thể hiện ở Hình 4.5. Sau khi thực nghiệm kết thúc, lượng nhiên liệu phun được sẽ được cân và chia cho số lần phun. Vì thế, sẽ xác định được lượng nhiên liệu phun trong một lần phun (theo giá trị trung bình). Thực nghiệm được lặp lại nhiều lần để đảm bảo độ chính xác của kết quả.



Hình 4.5: Sơ đồ thực toán thử nghiệm lượng nhiên liệu phun

Trong đó:

t : thời gian thực nghiệm

t_0 : thời gian đo thực tế được thông qua NI-6212

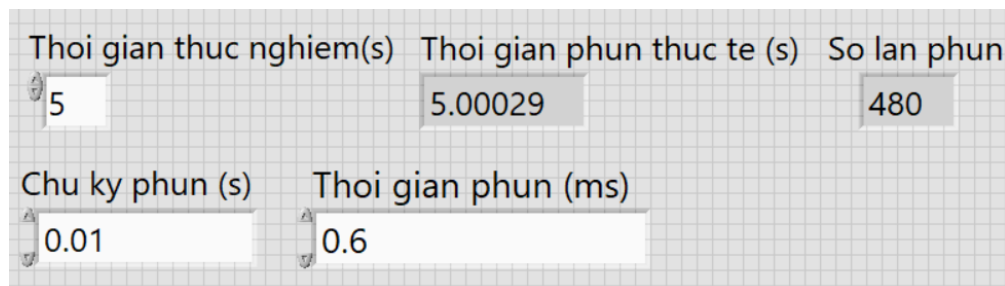
t_{nk} : thời gian phun trong một chu kỳ

T : chu kỳ phun

N : số lần phun

K_f : tính hiệu phun

Quá trình điều khiển và thu thập dữ liệu phun nhiên liệu được thực hiện thông qua NI-USB 6212 và phần mềm LabView, sau đó lượng nhiên liệu phun trong một khoảng thời gian được đo bằng cân có độ chính xác 0,001 g. Sau đó, tính toán khối lượng nhiên liệu phun trong mỗi lần phun. Để tăng độ chính xác, thực nghiệm sẽ được tiến hành ở nhiều khoảng thời gian phun khác nhau và kết quả sẽ là giá trị trung bình từ các lần đo thể hiện trong Hình 4.6 và Hình 4.7.

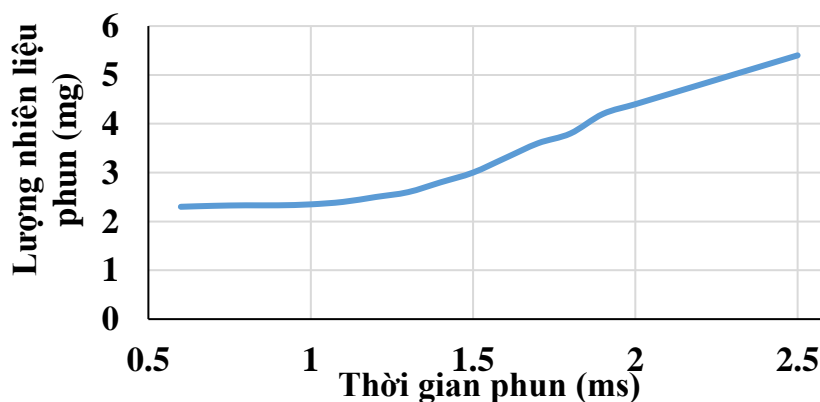


Hình 4.6: Số lần phun nhiên liệu trong 5 giây



Hình 4.7: Khối lượng nhiên liệu phun được trong 5 giây

Kết quả một lần thực nghiệm cho thấy lượng nhiên liệu phun trong thời gian thực nghiệm 5 giây, với 480 lần phun và thời gian phun là 0,6 ms, đạt 1,143 g. Như vậy, mỗi lần phun trong 0,6 ms sẽ phun được khoảng 2,38 mg nhiên liệu. Thực nghiệm tiếp tục với các thời gian phun khác nhau để thu thập kết quả so sánh, được trình bày trong Hình 4.8.



Hình 4.8: Lượng nhiên liệu phun theo thời gian

Dựa trên đồ thị kết quả, khi tăng thời gian phun, lượng nhiên liệu phun trong mỗi chu kỳ phun cũng tăng theo tỷ lệ thuận, cho thấy mối quan hệ trực tiếp giữa thời gian phun và khối lượng nhiên liệu cung cấp. Đặc biệt, tại thời gian phun 1,5 ms, khối lượng nhiên liệu đạt đến 3 mg, mức này cho phép động cơ khởi động và hoạt động ổn định.

Khi tiếp tục tăng thời gian phun, lượng nhiên liệu phun đạt tối đa ở mức 5,4 mg trong các thí nghiệm. Tuy nhiên, khi vượt quá ngưỡng này, động cơ không thể duy trì

hoạt động ổn định, do lượng nhiên liệu phun quá đậm làm cho động cơ khó hoạt động. Qua phân tích này, có thể kết luận rằng thời gian phun 1,5 ms là lựa chọn phù hợp nhất để đảm bảo khả năng khởi động và hoạt động ổn định của động cơ. Nhiên liệu sử dụng cho FPE được thể hiện trong bảng 4.2.

Bảng 4.2: Thông số hóa lý của xăng A95 (RON 95)

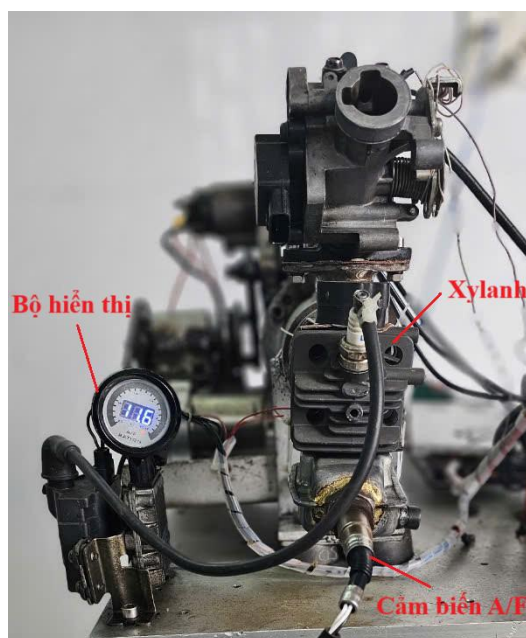
Thông số	Đơn vị	Giá trị tiêu chuẩn
Trị số octan (RON)	-	≥ 95
Áp suất hơi Reid (RVP)	kPa	45 - 65 (ở 37,8°C)
Tỷ trọng ở 15°C	g/cm ³	0,745 - 0,775
Nhiệt trị thấp	MJ/kg	~ 42 - 44
Nhiệt độ sôi ban đầu	°C	≥ 30
Nhiệt độ sôi 50%	°C	77 - 110
Nhiệt độ sôi 90%	°C	150 - 190
Nhiệt độ sôi cuối	°C	≤ 215
Hàm lượng lưu huỳnh	ppm	≤ 10
Hàm lượng benzen	% thể tích	$\leq 1,0$
Hàm lượng oxy	% khối lượng	$\leq 2,7$
Hàm lượng olefin	% thể tích	≤ 18
Hàm lượng aromatic	% thể tích	≤ 35
Chỉ số ăn mòn lá đồng (3 giờ, 50°C)	Cấp	Không quá cấp 1
Hàm lượng nước & tạp chất	-	Không có
Giới hạn cháy nổ trong không khí	% thể tích	1,4 - 7,6
Nhiệt độ tự bốc cháy	°C	~ 280 - 300

4.3.2. Thực nghiệm tỷ lệ A/F

Trong động cơ đánh lửa cưỡng bức hai kỳ, hỗn hợp không khí và nhiên liệu trong xy lanh, trước khi quá trình cháy diễn ra, đóng vai trò quan trọng quyết định áp suất cháy trong xy lanh. Hỗn hợp này được biểu thị bằng tỷ lệ không khí – nhiên liệu (A/F: Air Fuel Ratio), với A/F là tỷ lệ giữa khối lượng không khí và khối lượng nhiên liệu trong hỗn hợp. Việc duy trì A/F tối ưu là cần thiết để đảm bảo động cơ hoạt động hiệu quả, đặc biệt trong giai đoạn khởi động khi yêu cầu về nhiên liệu và không khí có thể khác so với trạng thái vận hành ổn định.

Trong mô hình thực nghiệm này, tỷ lệ A/F trong quá trình khởi động được đo bằng cảm biến A/F, với phạm vi đo từ 10:1 đến 20:1. Xác định A/F được tiến hành khi động cơ chưa hoạt động để xác định tỷ lệ không khí trên nhiên liệu trong buồng đốt thông qua

cửa thải, vì thế cảm biến được đặt tại đường ống thải. Kết quả thực nghiệm cho thấy tỷ lệ trung bình của không khí trên nhiên liệu trong quá trình khởi động là 11,6:1 khi lượng nhiên liệu phun vào là 3 mg. Tỷ lệ này được duy trì nhất quán qua nhiều lần thử nghiệm, minh họa tính ổn định và độ tin cậy của hệ thống phun nhiên liệu trong việc duy trì A/F ở ngưỡng tối ưu cho quá trình khởi động. Kết quả này cũng cho thấy rằng lượng nhiên liệu phun 3 mg phù hợp để tạo ra một hỗn hợp cháy hiệu quả trong giai đoạn khởi động, đảm bảo động cơ đạt được điều kiện hoạt động ổn định một cách nhanh chóng, Hình 4.9.



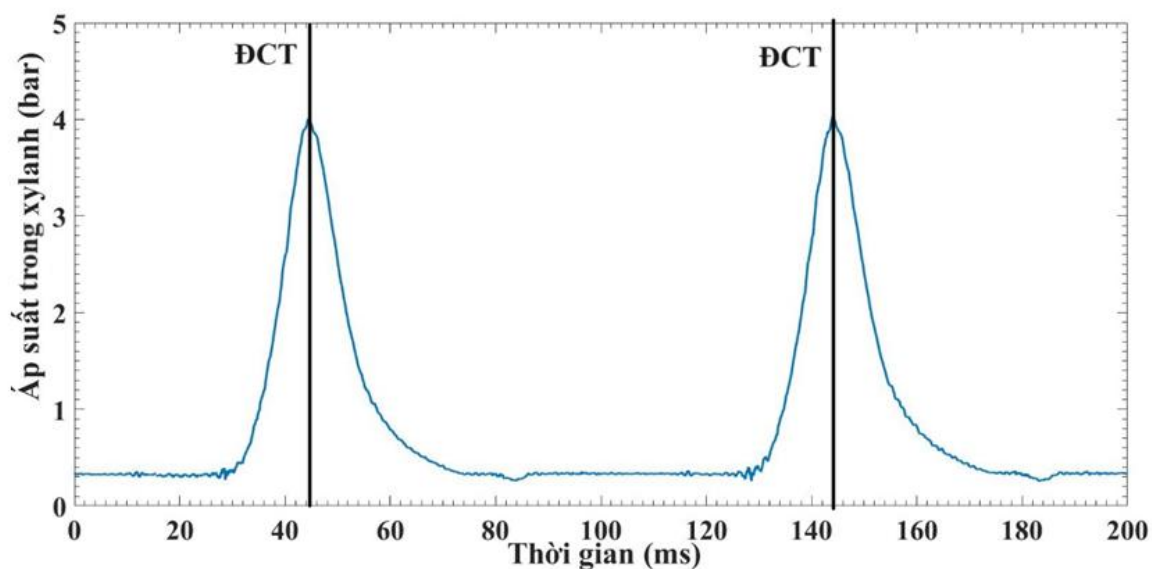
Hình 4.9: Thực nghiệm tỷ lệ A/F

Trong quá trình động cơ hoạt động, tỷ lệ không khí trên nhiên liệu duy trì ở mức khoảng 19,7:1 với lượng nhiên liệu phun vào là 3 mg. Điều này cho thấy động cơ hoạt động với hỗn hợp cháy rất nghèo, do tốc độ piston tăng cao làm giảm thời gian trao đổi khí. Ngoài ra, vị trí của kim phun đặt trước van một chiều cũng ảnh hưởng đến quá trình phun nhiên liệu. Khi van một chiều đóng mở nhanh chóng, một phần nhiên liệu bị đọng lại trước van thay vì đi vào buồng đốt, gây hao hụt nhiên liệu trong kỳ cháy.

4.4. Kết quả thực nghiệm

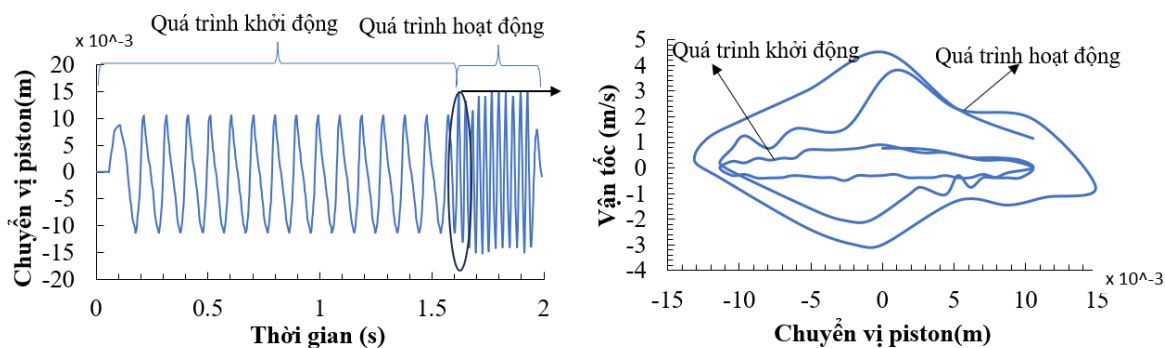
4.4.1. Quá trình khởi động

Khi bắt đầu khởi động tín hiệu sẽ được chuyển đến bộ điều khiển, piston được dao động không đổi với biên độ là 22 mm, tần số cố định 10 Hz. Áp suất nén ban đầu 4 bar với áp suất này động cơ thực hiện đánh lửa để quá trình cháy xảy ra. Thể hiện ở Hình 4.10.



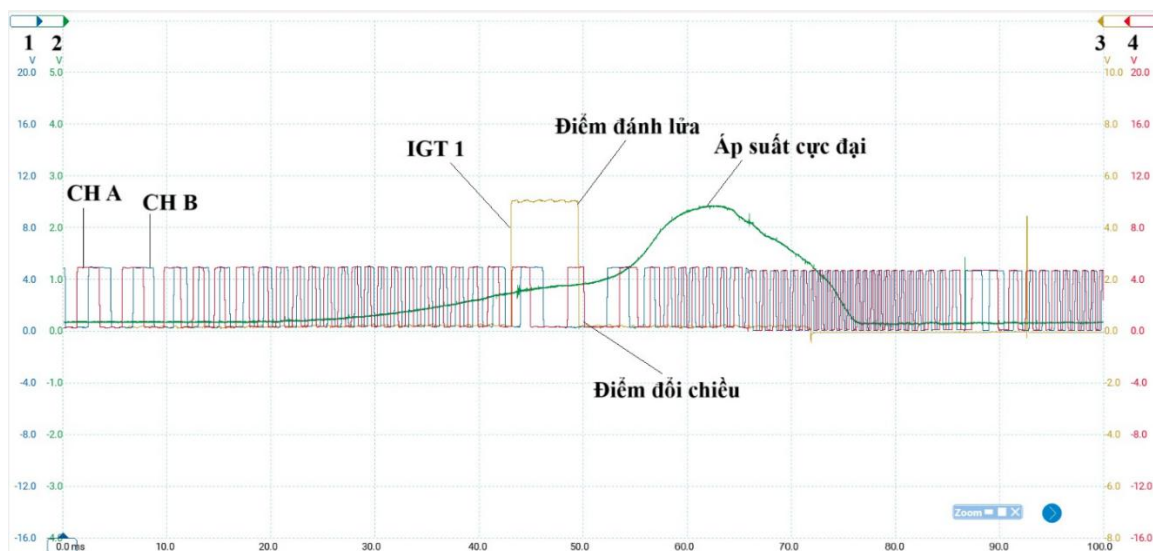
Hình 4.10: Áp suất khởi động

Quá trình chuyển tiếp giữa khởi động và hoạt động được thể hiện ở Hình 4.11. Trong 1,4 giây đầu, piston dịch chuyển tuyến tính với biên độ 22 mm nhờ cơ cấu khởi động cơ khí, duy trì vị trí dịch chuyển ổn định. Trong 0,5 giây tiếp theo, động cơ chuyển sang chế độ hoạt động tự do, khiến vị trí piston trở nên không ổn định, với vị trí cao nhất đạt 30 mm. Tốc độ cực đại của động cơ thay đổi từ 0,7 m/s trong giai đoạn khởi động đến 5 m/s khi hoạt động tự do.



Hình 4.11: Quá trình chuyển giao chế độ khởi động và hoạt động

Khi cơ cấu khởi động cơ khí tách khỏi trục chính, piston tiếp tục dịch chuyển do quán tính, làm áp suất nén và lực nén tăng dần. Khi lực nén cân bằng với lực quán tính, piston dừng lại và áp suất từ quá trình cháy sau khi đánh lửa đẩy piston đổi chiều chuyển động. Trong quá trình này, áp suất cực đại xuất hiện ngay sau điểm đổi chiều. Hình 4.12 minh họa cho thấy điểm đổi chiều là điểm chuyển pha giữa CH A và CH B; xung 2 hiển thị áp suất cực đại với 1V tương đương 4 bar.



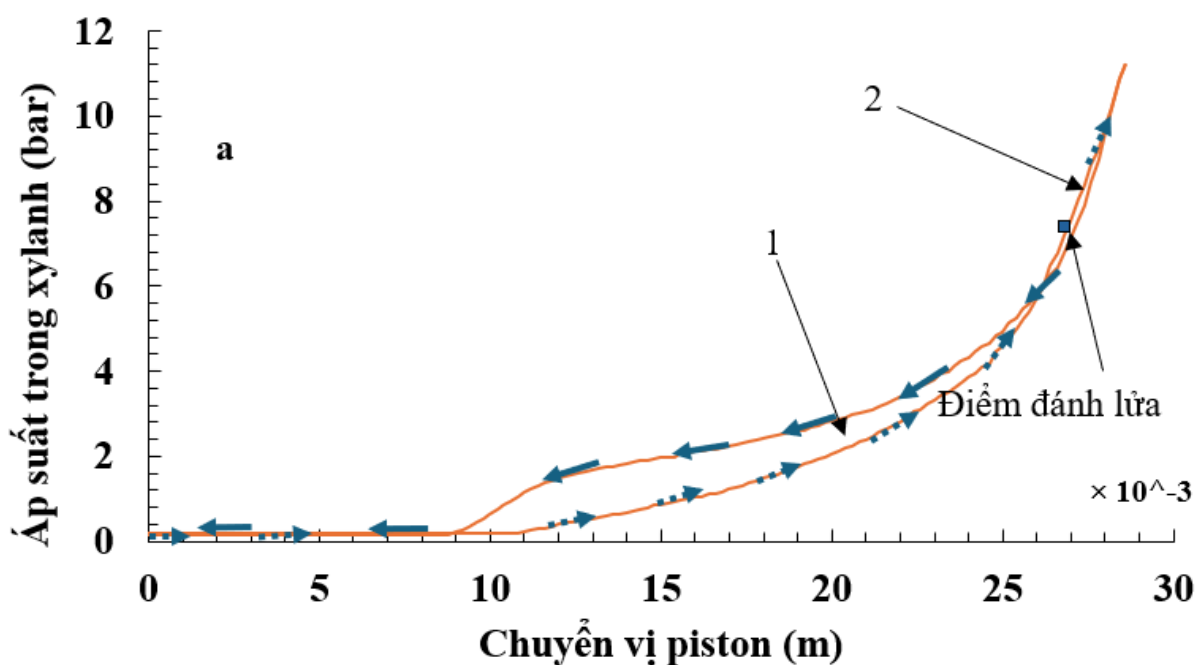
Hình 4.12: Quan hệ giữa áp suất cực đại, điểm đánh lửa và điểm đổi chiều piston trong quá trình cháy đầu tiên

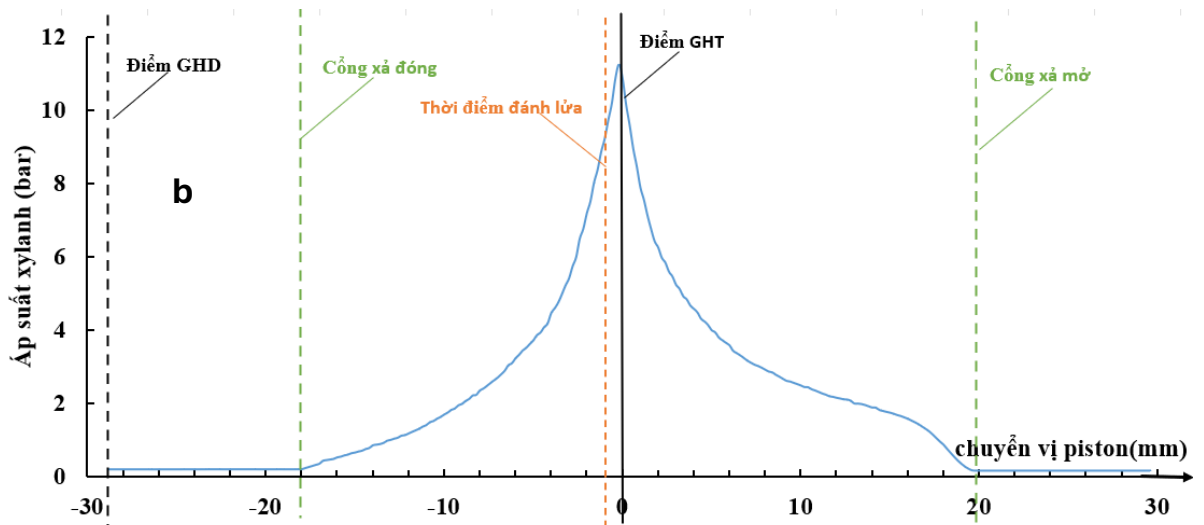
4.4.2. Quá trình hoạt động

Trong quá trình cháy đầu tiên, áp suất trong xy lanh dao động từ 8 bar đến 14 bar với lượng nhiên liệu phun là 3 mg mỗi lần và tỷ lệ nhiên liệu trên không khí (A/R) là 11,6:1. Thời gian từ khi xuất hiện tia lửa đến khi đạt áp suất cực đại dao động từ 6 – 8 ms, cũng là thời gian cháy thực nghiệm.

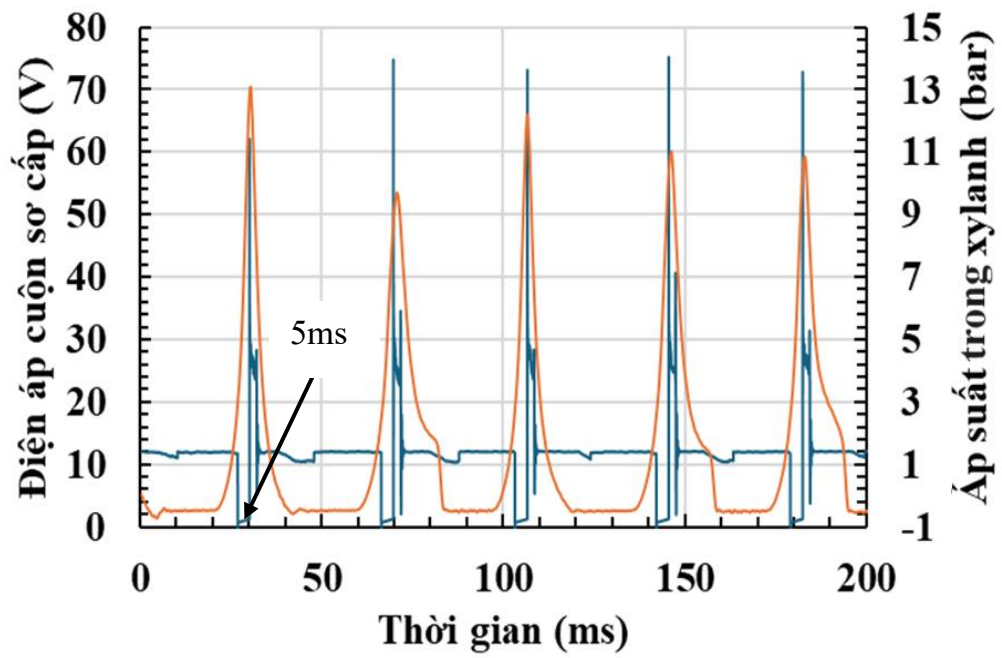
Qua các lần thực nghiệm quá trình cháy trong giai đoạn khởi động, áp suất cực đại và điểm đổi chiều biến động dù lượng nhiên liệu phun không đổi. Nguyên nhân là do ảnh hưởng của quá trình nạp, như sự đóng mở của van một chiều và thời điểm ngắt ly hợp chưa được kiểm soát chính xác. Tuy vậy, áp suất cực đại vẫn đảm bảo cho động cơ hoạt động ở chu kỳ tiếp theo.

Khác với động cơ truyền thống, việc loại bỏ cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền khiến FPE không có khoảng dịch chuyển cố định mà phụ thuộc vào lực khí thể ở hai phía của xylanh. Hình 4.13 mô tả áp suất trong xylanh và chuyển vị của piston, với áp suất cháy đạt khoảng 12 bar. Hình 4.13a cho thấy động cơ có hai vùng hoạt động: Vùng 1 là vùng hoạt động hiệu quả, trong đó áp suất cháy cao hơn áp suất nén, tương tự động cơ đốt trong truyền thống; Vùng 2 là vùng mất công suất ("công âm"), khi áp suất cháy thấp hơn áp suất nén. Nguyên nhân gây ra "công âm" là do lực quán tính lớn từ piston đổi chiều; khi piston đổi chiều đổi chiều, một phần năng lượng cháy bị tiêu hao (do không có trục khuỷu để dẫn động). Hai vùng này có thể thay đổi tùy theo lực quán tính và lực khí nén của hai xylanh, quy luật này cũng đã được đề cập trong tài liệu tham khảo [20].

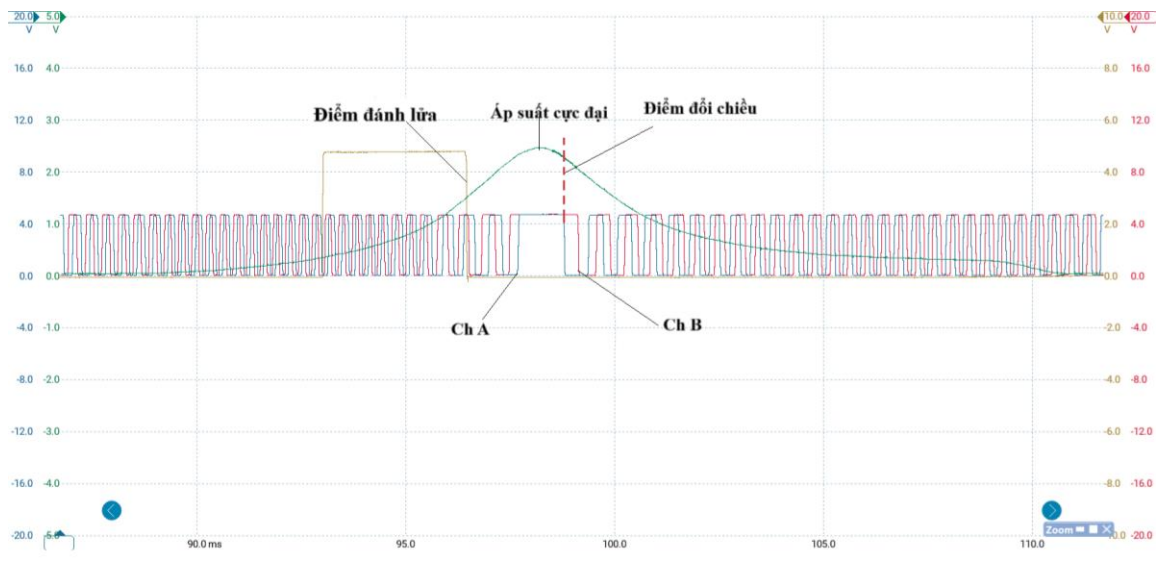




Hình 4.13 (a,b): Áp suất trong xylanh và vị trí của piston



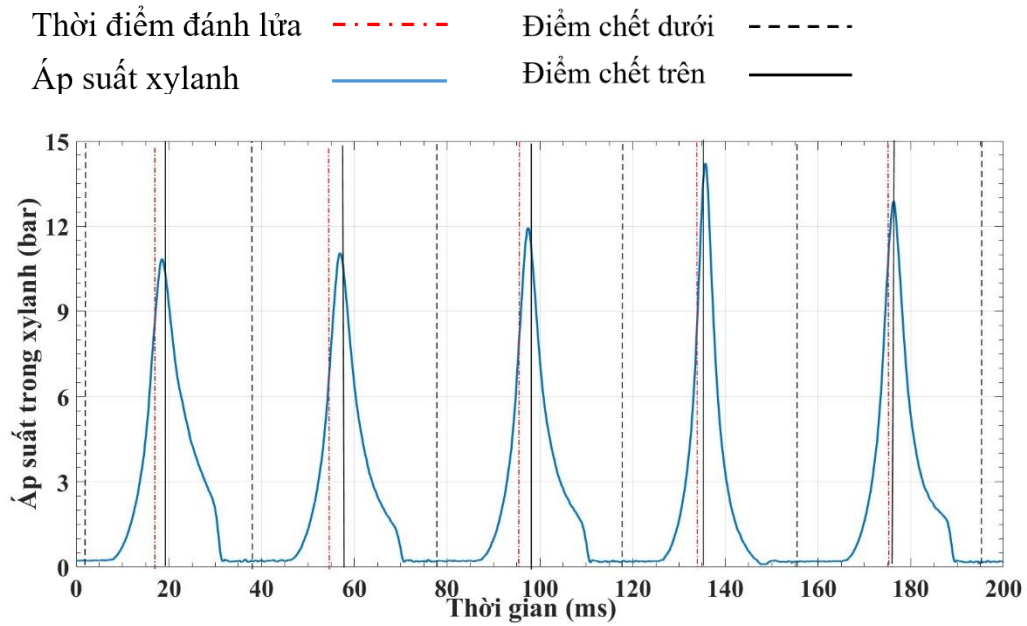
Hình 4.14: Điện áp cuộn sơ cấp và áp suất trong xylanh



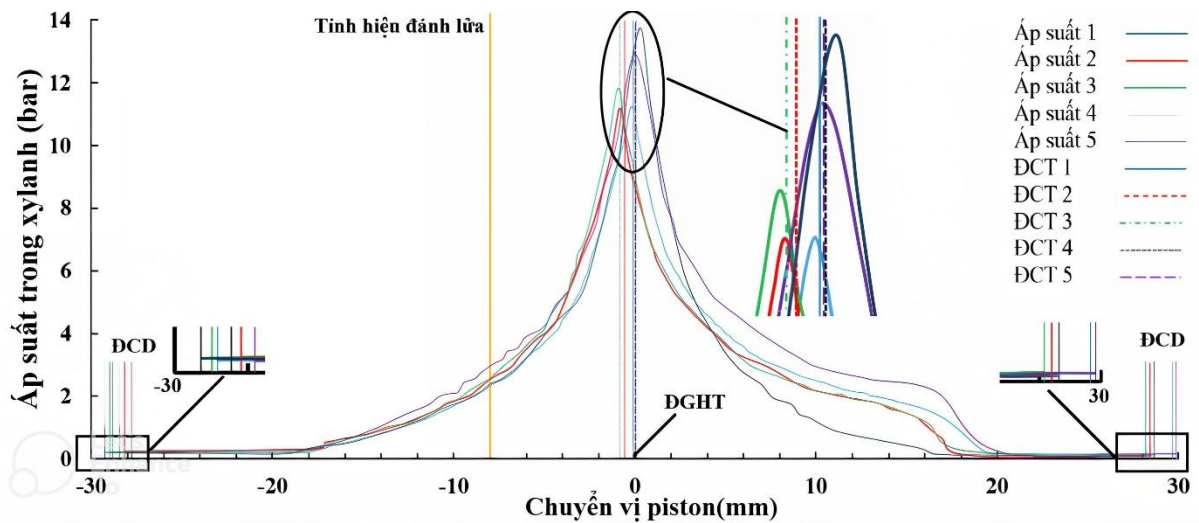
Hình 4.15: Quan hệ giữa áp suất cực đại, điểm đánh lửa và điểm đổi chiều piston trong quá trình hoạt động

Thời gian từ lúc đánh lửa đến khi hình thành áp suất cực đại không ổn định, dao động từ 1 ms đến 2 ms. Tại thời điểm đánh lửa, áp suất nén dao động từ 6 bar đến 8 bar. Do tốc độ piston tăng rất nhanh trong chế độ hoạt động, nhưng thời gian tích trữ năng lượng không thay đổi và vẫn kéo dài cho đến khi xuất hiện tia lửa. Áp suất nén tăng một phần cũng do khí sót từ quá trình cháy giãn nở trong chu kỳ trước. Thời gian tích trữ năng lượng ổn định ở 5 ms; do đó, nếu tốc độ piston càng nhanh, thời điểm xuất hiện tia lửa càng trễ và ngược lại. Điều này dẫn đến sự khác biệt về thời điểm đánh lửa và áp suất cực đại trong mỗi chu kỳ, khiến khoảng dịch chuyển thay đổi theo từng chu kỳ, như thể hiện ở Hình 4.14. Áp suất cực đại hình thành trước điểm đổi chiều, khi piston chuyển động ngược chiều nhờ lực khí thể, tức là khi lực khí thể đủ lớn để thắng quán tính từ phía đối diện, Hình 4.15.

Thời điểm phun nhiên liệu, thời điểm đánh lửa, điểm đổi chiều chuyển động và áp suất của quá trình cháy trong xy lanh được thể hiện trong Hình 4.16 và Hình 4.17. Áp suất cực đại dao động từ 10 bar đến 15 bar trong 5 chu kỳ liên tiếp, với tần số dao động tuyến tính của piston khoảng 25 Hz.



Hình 4.16: Áp suất trong xy lanh trong 5 chu kỳ liên tục



Hình 4.17: Sơ đồ so sánh áp suất trong xy lanh theo chuyển vị piston trong 5 chu kỳ liên tục

Trong đó: Áp suất và ĐCT trong hình 4.17 được định nghĩa như sau:

Áp suất 1: Là áp suất trong xy lanh ở chu kỳ thứ nhất

Áp suất 2: Là áp suất trong xy lanh ở chu kỳ thứ hai

Áp suất 3: Là áp suất trong xy lanh ở chu kỳ thứ ba

Áp suất 4: Là áp suất trong xy lanh ở chu kỳ thứ tư

Áp suất 5: Là áp suất trong xy lanh ở chu kỳ thứ năm

ĐCT 1: Là điểm chết trên của piston ở chu kỳ thứ nhất

ĐCT 2: Là điểm chết trên của piston ở chu kỳ thứ hai

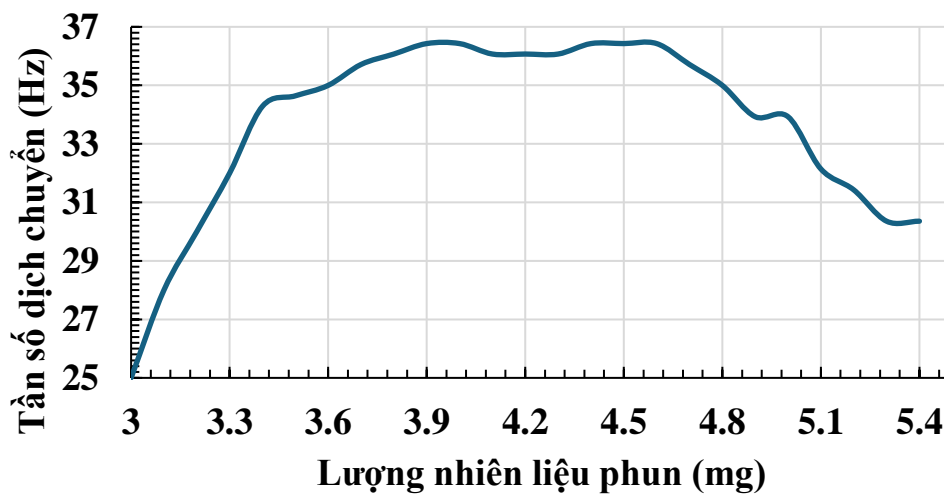
ĐCT 3: Là điểm chết trên của piston ở chu kỳ thứ ba

ĐCT 4: Là điểm chết trên của piston ở chu kỳ thứ bốn

ĐCT 5: Là điểm chết trên của piston ở chu kỳ thứ năm

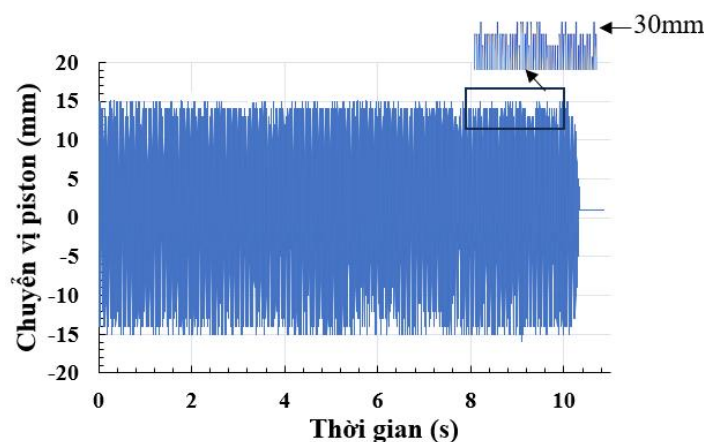
Lượng nhiên liệu được điều chỉnh để khảo sát khả năng khởi động và tốc độ tối đa của động cơ, như minh họa trong Hình 4.18. Tốc độ tối đa đạt khoảng 35 Hz khi lượng nhiên liệu phun mỗi lần là 4 – 4,5 mg và thấp nhất là 25 Hz với lượng phun 3 mg. Khi lượng nhiên liệu phun dưới 3 mg, quá trình cháy vẫn diễn ra nhưng áp suất không đủ để đẩy piston đến vị trí đánh lửa của xy lanh đối diện. Ngược lại, khi lượng phun trên 5 mg, áp suất tạo ra quá lớn khiến lực khí thể sinh ra từ xy lanh đối diện không thắng được lực quán tính của piston. Khi tăng lượng nhiên liệu phun từ 3 mg đến 5,4 mg, tốc độ động cơ tăng không đáng kể do các nguyên nhân sau:

- Vị trí kim phun nằm trước van một chiều, dẫn đến một phần nhiên liệu đọng lại trước van;
- Nhiên liệu cần được nạp vào buồng chứa phụ rồi được đưa vào buồng đốt nhờ lực quán tính từ xy lanh đối diện, tuy nhiên, lực quán tính khó kiểm soát;
- Khối lượng của bánh răng – thanh răng lớn, gây hao phí năng lượng sinh ra.



Hình 4.18: Khối lượng nhiên liệu phun và tần số ở chế độ hoạt động

Hiện tại, động cơ chưa hoàn thiện hệ thống bôi trơn và làm mát. Do đó, để tránh hư hỏng, thời gian thử nghiệm động cơ ở chế độ hoạt động được giới hạn trong khoảng 10 giây, như thể hiện trong Hình 4.19. Hành trình tối đa của piston đạt đến 30 mm, giới hạn bởi cơ cấu giới hạn hành trình; phạm vi dịch chuyển chủ yếu của piston là từ 26 mm đến 29 mm. Việc kiểm soát hành trình tối đa của piston rất phức tạp, đòi hỏi tối ưu hóa lượng nhiên liệu, vị trí đặt kim phun, thời điểm đánh lửa... hoặc cho phép va chạm với lực nhỏ.



Hình 4.19: Quá trình hoạt động trong 10 s của mô hình FPE

4.5. Hệ số biến thiên COV

Hệ số biến thiên (Coefficient of Variation-COV) thường được sử dụng để đánh giá mức độ biến thiên của các thông số trong động cơ đốt trong, chẳng hạn như vị trí điểm chết trên (TDC), tỉ số nén, áp suất đỉnh trong xi lanh và vị trí áp suất đỉnh. Giá trị COV càng nhỏ thì sự ổn định của hệ thống càng cao [78].

$$COV = \sigma / \bar{p}$$

Trong đó:

σ là độ lệch chuẩn (standard deviation).

\bar{p} là giá trị trung bình.

COV áp suất đỉnh trong xi lanh

$$COVP_{max} = \sigma P_{max} / \bar{p}_{max}$$

Trong đó:

σP_{\max} là độ lệch chuẩn của áp suất đỉnh trong xy lanh (peak in-cylinder gas pressure).

\bar{p}_{\max} là giá trị trung bình của áp suất đỉnh.

Độ lệch chuẩn (σP_{\max}) được tính như sau:

$$\sigma P_{\max} = \sqrt{[\sum (p_{\max}(i) - \bar{p}_{\max})^2 / N]}$$

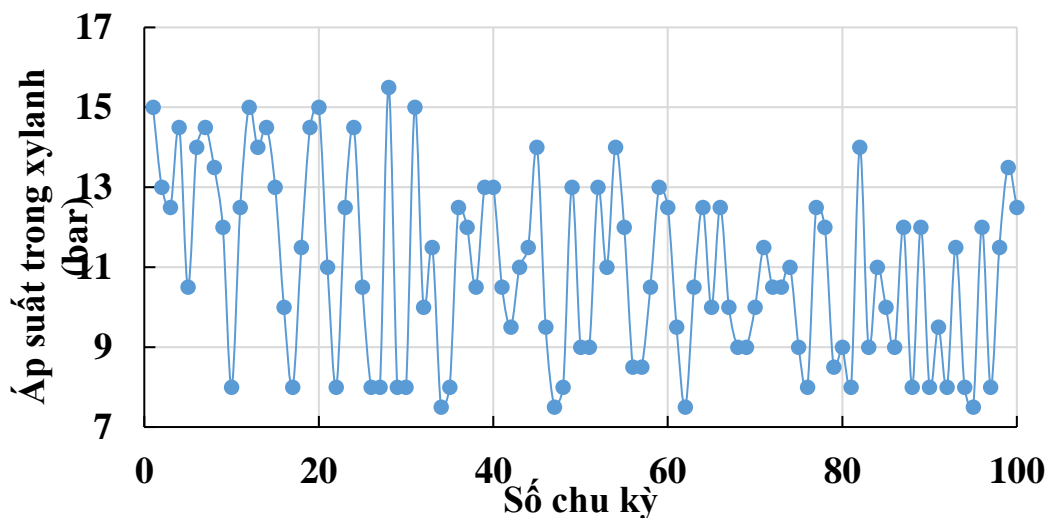
Trong đó:

$p_{\max}(i)$ là giá trị áp suất đỉnh của chu kỳ thứ i .

\bar{p}_{\max} là giá trị trung bình của áp suất đỉnh.

N là tổng số chu kỳ.

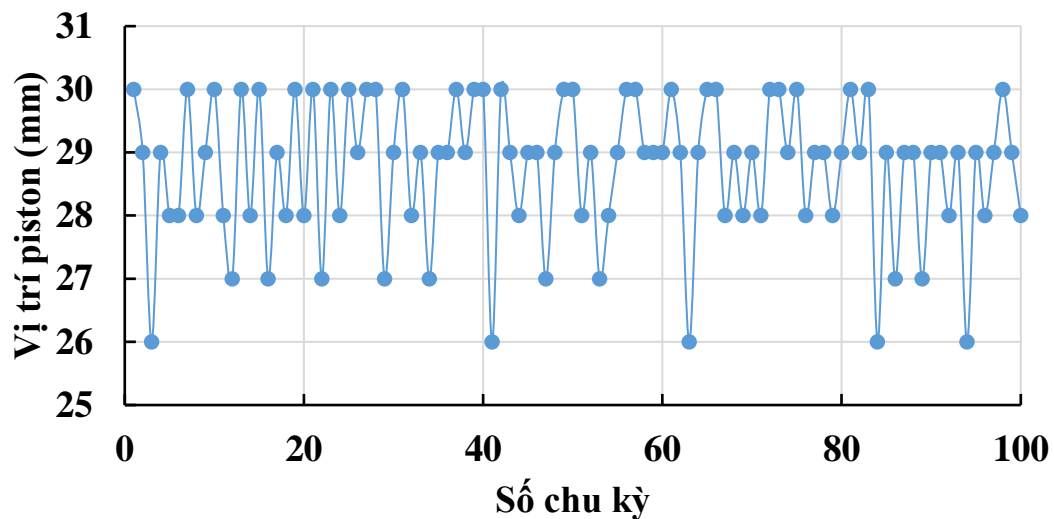
Áp suất đỉnh trong xy lanh ở 100 chu kỳ liên tiếp được thể hiện qua hình 4.20. Áp suất đỉnh trong 100 chu kỳ liên tiếp dao động từ 7.5 bar cho đến 15.5 bar, áp suất trung bình 10.94 bar, độ lệch chuẩn $\sigma P_{\max} = 2.28$, qua tính toán giá trị COV đạt được 20.8%. Như vậy, khả năng ổn định của áp suất đỉnh tương đối thấp, vì dao động áp suất có thể bị ảnh hưởng bởi nhiều yếu tố như thành phần hỗn hợp khí, thời điểm đánh lửa, tỷ lệ không khí-nhiên liệu, và tốc độ động cơ.



Hình 4.20: Số chu kỳ ứng với áp suất đỉnh trong xy lanh

COV vị trí piston

Tương tự như COV áp suất đỉnh trong xylanh, COV vị trí piston được tính toán 3%. Vị trí piston theo 100 chu kỳ được thể hiện qua hình 4.21, vị trí piston dao động từ 26 mm đến điểm giới hạn hành trình. Với COV 3% vị trí xylanh tương đối ổn định hơn so với áp suất trong xylanh. Nguyên nhân, vì ngay cả khi có sự thay đổi về áp suất, vị trí piston có thể không thay đổi nhiều. Thực nghiệm vị trí và thực nghiệm áp suất được thực hiện trên cùng một xylanh.



Hình 4.21: Số chu kỳ ứng với áp suất đỉnh trong xylanh

4.6. So sánh giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm

Mô phỏng được chấp nhận khi đảm bảo độ chính xác, tin cậy trên đối tượng được mô phỏng. Vì đây là mô hình động cơ tự phát triển nên các cơ sở để đánh giá độ chính xác của mô phỏng là các kết quả thí nghiệm được thực hiện tại phòng thí nghiệm.

Phương pháp đánh giá dựa trên các kết quả thực nghiệm trên mô hình. Các số liệu mô phỏng được so sánh với kết quả thực nghiệm để đánh giá và hiệu chỉnh đầu vào cho mô phỏng. Thông số để đánh giá độ chính xác mô phỏng được sử dụng trong luận án là áp suất cháy cực đại (P_{max}), tốc độ động cơ khi khởi động. Độ lệch tương đối của các thông số mô phỏng so với các thông số đo được thể hiện qua công thức.

$$\varepsilon_e = \frac{|x_{si} - x_{ex}|}{x_{ex}} \quad (4.1)$$

Trong đó x_{si} là các giá trị mô phỏng, x_{ex} là các giá trị đo thực tế. Khi độ lệch ε_e nhỏ hơn hoặc bằng giá trị giới hạn $[\varepsilon_{gh}]$ ($[\varepsilon_{gh}] = 5 \%$) thì mô phỏng được chấp nhận.

Sau khi hình thành áp suất đánh lửa lần đầu, piston có thể hoạt động tự do. Các thông số thực nghiệm không có sự sai lệch lớn. Các điều kiện thực nghiệm được điều chỉnh gần với các điều kiện mô phỏng như thời điểm đánh lửa, lượng nhiên liệu phun, tốc độ động cơ Tuy nhiên vẫn có sai số gia công lắp ráp.

Bảng 4.3: So sánh kết quả thực nghiệm và mô phỏng

	Kết quả thực nghiệm	Kết quả mô phỏng	Sai số giới hạn (%)
Vận tốc khởi động (m/s)	0,7 - 0,8 (Hình 4.10)	0,7 (Hình 3.24)	3
Áp suất cực đại với lượng nhiên liệu phun 3mg (bar)	10 (Hình 4.11)	10 – 10.5 (Hình 3.27)	0 – 5
Thời điểm đánh lửa (ms)	48 (Hình 4.11)	50 (Hình 3.27)	4
Thời điểm piston đổi chiều (ms)	51 (Hình 4.11)	51 – 53 (Hình 3.27)	0 – 3

4.7. Kết luận chương 4

Kết quả thực nghiệm đã chứng minh khả năng xác định đặc tính chuyển động của piston trong mô hình động cơ FPE ở các tốc độ hoạt động khác nhau. Cơ cấu khởi động cơ khí vận hành ổn định với tần số khởi động 10 Hz (tương đương vận tốc khoảng 0,7 m/s) và tỷ lệ nhiên liệu A/F ổn định khoảng 11,6:1, đảm bảo quá trình cháy diễn ra trong xy lanh. Áp suất trong xy lanh trong quá trình nén khởi động duy trì ổn định và nhất quán. Tuy nhiên, khi chuyển sang chế độ hoạt động, áp suất cực đại trong xy lanh không còn ổn định mà biến đổi liên tục theo từng chu kỳ, điều này liên quan đến yêu cầu lực khí thể đủ lớn để thắng lực quán tính của piston đối diện. Khi tốc độ động cơ tăng cao, thuật toán điều khiển tích hợp đã phản hồi hiệu quả với yêu cầu của chế độ hoạt động. Tuy nhiên, khi hoạt động lâu dài, điểm giới hạn trên của hành trình piston trở nên không ổn định, gây ra hiện tượng va đập với cơ cấu giới hạn hành trình.

Mô hình mô phỏng phát triển trong Chương 3 đã chứng minh tính khả thi và độ chính xác khi so sánh với kết quả thực nghiệm. Cụ thể, các giá trị vị trí, vận tốc piston và áp suất trong xy lanh từ mô phỏng cho thấy sự tương đồng với dữ liệu thực nghiệm, khẳng định độ tin cậy của mô hình trong việc dự báo các đặc tính động học và động lực học của hệ thống.

Những đánh giá ban đầu từ các thực nghiệm không chỉ cho thấy tính khả thi của phương pháp điều khiển mà còn gợi ý rằng có thể áp dụng các cải tiến kỹ thuật tiếp theo nhằm nâng cao hiệu suất tổng thể của động cơ. Các kết quả này cung cấp cơ sở khoa học vững chắc cho các nghiên cứu và ứng dụng thực tiễn sau này trong lĩnh vực điều khiển động cơ và tối ưu hóa hiệu suất.

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

1. Kết luận

Động cơ không trục khuỷu (FPE) được coi là giải pháp thay thế tiềm năng cho động cơ đốt trong truyền thống nhờ khả năng điều chỉnh tỷ số nén linh hoạt thông qua việc loại bỏ trục khuỷu. FPE nổi bật với thiết kế đơn giản, ít bộ phận chuyển động hơn, giúp động cơ gọn nhẹ, giảm ma sát, chi phí bảo trì và nâng cao hiệu suất tiêu thụ nhiên liệu. Cấu trúc này còn giúp tiết kiệm không gian, giảm khối lượng động cơ, góp phần tăng hiệu suất và giảm chi phí sản xuất. Mặc dù có nhiều ưu điểm, việc triển khai rộng rãi công nghệ FPE gặp thách thức lớn về ổn định vận hành, thiết bị hỗ trợ đảo chiều piston phức tạp và vị trí đổi chiều của piston thay đổi liên tục. Điều này đòi hỏi hệ thống kiểm soát phức tạp hơn để duy trì sự đồng bộ và tránh rung động khi động cơ hoạt động ở tốc độ cao. Đây là rào cản lớn trong việc áp dụng FPE vào các phương tiện vận tải và thiết bị công nghiệp.

Luận án giới thiệu nguyên mẫu FPE kép hai kỳ, hai xy lanh, dùng xăng và đánh lửa cưỡng bức, với điểm mới là cơ cấu khởi động cơ khí dựa trên nguyên lý cộng hưởng cơ học, thay vì động cơ điện tuyến tính. Cơ cấu này giúp khởi động nhanh hơn, ổn định hơn và giảm sự phụ thuộc vào nguồn điện. Để tối ưu hóa quá trình khởi động, bộ điều khiển dẫn hướng piston di chuyển theo quỹ đạo cố định 22 mm. Cơ cấu Culit khai thác dao động tự nhiên để khởi động nhanh chóng, giảm thời gian khởi động và tăng độ tin cậy, đáp ứng yêu cầu hiệu suất và ổn định của FPE. Vi xử lý PIC 18F4550 đóng vai trò trung tâm trong điều khiển đánh lửa và khởi động, đảm bảo hoạt động hiệu quả. Kết hợp với bộ điều khiển NI USB 6212 và phần mềm LabVIEW, hệ thống này kiểm soát chính xác lượng nhiên liệu và các thông số động cơ, giúp nâng cao hiệu suất tổng thể.

Mô phỏng bằng Matlab Simulink cho thấy động cơ khởi động ở tốc độ 0,7 m/s với tỷ số nén 3, đạt áp suất cháy từ 8 đến 12 bar trong 2 – 5 ms. Thực nghiệm áp dụng lực kéo trong 1,4 giây giúp piston đạt tốc độ 0,7 m/s, đạt tỷ số nén 3 và áp suất cực đại 10 bar, đáp ứng yêu cầu hiệu suất của FPE.

Thử nghiệm cho thấy áp suất nén 4 bar đạt trong 1,4 giây, đủ cho quá trình cháy, chứng minh tính khả thi của cơ cấu khởi động cơ khí. Hệ thống này giảm phụ thuộc vào động cơ điện tuyến tính và mở ra hướng nghiên cứu mới cho động cơ không trục khuỷu, tập trung vào tối ưu hóa hiệu suất và giảm chi phí. Đồng thời, sau khi khởi động FPE có thể tự vận hành bằng cách sử dụng áp suất cháy để đảo chiều piston của xy lanh đối diện, chứng minh được giả thiết nghiên cứu.

2. Đóng góp của luận án

Luận án góp phần tổng hợp, phân tích các công trình khoa học liên quan và bổ sung lý thuyết về mô phỏng và mô hình mô phỏng quá trình cháy động cơ không trục khuỷu FPE.

Luận án phát triển và giới thiệu một giải pháp kỹ thuật mới, khả thi về cơ cấu khởi động FPE theo nguyên tắc cộng hưởng cơ học, thiết kế phù hợp với FPE kiểu piston kép, hai kỳ hai xy lanh. Chứng minh được giả thiết FPE này có thể tự duy trì hoạt động ổn định mà không cần thiết kế hệ thống hỗ trợ đảo chiều phức tạp.

Luận án cũng đề xuất phương pháp điều khiển phun xăng, đánh lửa điện tử cho FPE dựa trên các cơ sở lý thuyết về quá trình cháy và đối sánh với kết quả thực nghiệm.

Thực hiện mục tiêu chính, luận án đã thiết kế và chế tạo một mô hình FPE hiệu quả, có khả năng khởi động và hoạt động phù hợp (thời gian hoạt động liên tục trên 10s) cho công tác nghiên cứu đặc tính dòng động cơ FPE. Các phương pháp được trình bày trong luận án này có thể được sử dụng làm cơ sở cho các thiết kế, mô hình hóa và điều khiển FPE.

3. Hướng phát triển

Bước đầu động cơ 2 kỳ FPE được chế tạo và vận hành thành công với hệ thống khởi động kiểu cơ khí và piston có thể tự đảo chiều ở điều kiện hoạt động không tải. Tuy nhiên, điều kiện vận hành ổn định khi kéo tải vẫn là thách thức lớn.

Để có thể ứng dụng thực tiễn, cần nghiên cứu đánh giá cơ sở lý thuyết về quá trình cháy và truyền nhiệt bên trong xy lanh, nghiên cứu về bôi trơn, làm mát và tối ưu về thời điểm đánh lửa, phun nhiên liệu nhằm tăng hiệu suất nhiệt của động cơ.... Mô hình này cần tích hợp máy phát điện tuyến tính để đánh giá được toàn diện quá trình hoạt động ổn định và hiệu suất của động cơ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. R. Mikalsen, A. P. Roskilly, The design and simulation of a two-stroke freepiston compression ignition engine for electrical power generation. *Applied Thermal Engineering*, 2008. 28(5): p. 589-600.
- [2]. Rikard Mikalsen, A. P. Roskilly, A review of free-piston engine history and applications. *Applied Thermal Engineering*, 2007. 27(14): p. 2339-2352.
- [3]. Erland Max. Fpec, free piston energy converter. in *Proceedings of the 21st Electric Vehicle Symposium & Exhibition, EVS. 2005.*
- [4]. Peter A. J. Achten, A review of free piston engine concepts. 1994, SAE Technical Paper, No. 941776.
- [5]. Peter A. J. Achten, Johan P. J. Van Den Oever, Jeroen Potma, Georges E. M. Vael, Horsepower with brains: The design of the chiron free piston engine. 2000, SAE Technical Paper, No. 2000-01-2545.
- [6]. Norman H. Beachley, Frank J. Fronczak, Design of a free-piston engine-pump. 1992, SAE Technical Paper, No. 921740.
- [7]. Martin Goertz, Lixin Peng, Free piston engine its application and optimization. 2000, SAE Technical Paper, No. 2000-01-0996.
- [8]. Chi Zhang, Feixue Chen, Long Li, Zhaoping Xu, Liang Liu, Guilin Yang, Hongyuan Lian and Yingzhong Tian (2018). "A Free-Piston Linear Generator Control Strategy for Improving Output Power". *Energies* 2018, 11(1), pp.135; <https://doi.org/10.3390/en11010135>
- [9]. Peter Van Blarigan, Nicholas Paradiso, Scott Goldsborough, Homogeneous charge compression ignition with a free piston: A new approach to ideal otto cycle performance. 1998, SAE Technical Paper, No. 982484.
- [10]. Christopher M. Atkinson, Sorin Petreanu, Nigel Clark, Richard J. Atkinson, Thomas I. McDaniel, Subhash Nandkumar, Parviz Famouri, Numerical 150 simulation

of a two-stroke linear engine-alternator combination. 1999, SAE Technical Paper, No. 1999-01-0921.

[11]. S. Scott Goldsborough, Peter Van Blarigan, Optimizing the scavenging system for a two-stroke cycle, free piston engine for high efficiency and low emissions: A computational approach. 2003, SAE Technical Paper, No. 2003-01-0001.

[12]. Qingfeng Li, Jin Xiao, Zhen Huang, Simulation of a two-stroke free-piston engine for electrical power generation. *Energy & fuels*, 2008. 22(5): p. 3443- 3449.

[13]. Researcher Seppo Tikkanen, Professor Matti Vilenius. Hydraulic free piston engine-the power unit of the future? in Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power. 1999. The Japan Fluid Power System Society.

[14]. Seppo Tikkanen, Matti Vilenius. On the dynamic characteristics of the hydraulic free piston engine. In ICMA'98: International conference on machine automation. 1998.

[15]. Jin Xiao, Qingfeng Li, Zhen Huang, Motion characteristic of a free piston linear engine. *Applied energy*, 2010. 87(4): p. 1288-1294.

[16]. Shuaiqing Xu, Yang Wang, Tao Zhu, Tao Xu, Chengjun Tao, Numerical analysis of two-stroke free piston engine operating on hcci combustion. *Applied Energy*, 2011. 88(11): p. 3712-3725.

[17]. Seppo Tikkanen, Mika Lammila, Mika Herranen, Matti Vilenius, First cycles of the dual hydraulic free piston engine. 2000, SAE Technical Paper, No. 2000-01- 2546.

[18] Hidemasa Kosaka, Tomoyuki Akita, Kazunari Moriya, Shigeaki Goto, Yoshihiro Hotta, Takaji Umeno, Kiyomi Nakakita, Development of free piston engine linear generator system part 1-investigation of fundamental characteristics. 2014, SAE Technical Paper, No. 2014-01-1203.

[19] Shigeaki Goto, Kazunari Moriya, Hidemasa Kosaka, Tomoyuki Akita, Yoshihiro Hotta, Takaji Umeno, Kiyomi Nakakita, Development of free piston engine linear generator system part 2-investigation of control system for generator. 2014, SAE Technical Paper, No. 2014-01-1193.

- [20] Subhash Nandkumar, Two-stroke linear engine. 1998, Dissertation, West Virginia University.
- [21] David Houdyschell, A diesel two-stroke linear engine. 2000, Dissertation, West Virginia University.
- [22] Jinlong Mao, Zhengxing Zuo, Wen Li, Huihua Feng, Multi-dimensional scavenging analysis of a free-piston linear alternator based on numerical simulation. *Applied Energy*, 2011. 88(4): p. 1140-1152.
- [23] Jinlong Mao, Zhengxing Zuo, Huihua Feng, Parameters coupling designation of diesel free-piston linear alternator. *Applied Energy*, 2011. 88(12): p. 4577-4589.
- [24] Chun Lai Tian, Hui Hua Feng, Zheng Xing Zuo. Oscillation characteristic of single free piston engine generator. In *Advanced Materials Research*, 2012. Vol. 383, pp. 1873-1878.
- [25] Gregory Paul Gibbes, Numerical modelling of the gas dynamics of a prototype free-piston engine. 2011, Dissertation, University of Technology Sydney.
- [26] Douglas Carter, Edward Wechner, The free piston power pack: Sustainable power for hybrid electric vehicles. 2003, SAE Technical Paper, No. 2003-01- 3277.
- [27] Pavel Deutsch, Ondřej Vysoký. In-cycle thermodynamic model of linear combustion engine. in *Computer Aided Control System Design, 2006 IEEE International Conference on Control Applications, 2006 IEEE International Symposium on Intelligent Control, 2006 IEEE*. 2006. IEEE.
- [28] Ondřej Vysoký, Linear combustion engine as main energy unit for hybrid vehicles. *Proceedings of Transtec Prague*. Prague: Czech Technical University, 2007: p. 236-244.
- [29] Pavel Němeček, Michal Šindelka, Ondřej Vysoký, Ensuring steady operation of free-piston generator. *SYSTEMICS, CYBERNETICS AND INFORMATICS*, 2006: p. 19-23.
- [30] Ocktaeck Lim, Nguyen Ba Hung, Seokyoung Oh, Gangchul Kim, Hanho Song, Norimasa Iida, A study of operating parameters on the linear spark ignition engine. *Applied Energy*, 2015. 160: p. 746-760.

- [31] Ocktaeck Lim, Yongil Oh, Jaewan Lee, Kanchul Kim. An investigation about generating electric power on operated parameters of powerpack utilizing linear engine. in Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), 2013 World. 2013. IEEE.
- [32] Nam-Yuer Kim, Gang-Chul Kim, Ock-Taeck Lim, A study for development of compact powerpack used hydrogen. Transactions of the Korean hydrogen and new energy society, 2010. 21(4): p. 321-327.
- [33] Yong-II Oh, Gang-Chul Kim, Ock-Taeck Lim, A study for generating power on operating parameters of powerpack utilizing linear engine. Transactions of the Korean hydrogen and new energy society, 2012. 23(2): p. 183-190.
- [34] Nguyen Ba Hung, Ock Taeck Lim, A study of a two-stroke free piston linear engine using numerical analysis. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014. 28(4): p. 1545-1557.
- [35] Y. Woo, Y. J. Lee, Free piston engine generator: Technology review and an experimental evaluation with hydrogen fuel. International Journal of Automotive Technology, 2014. 15(2): p. 229-235.
- [36] Peter Van Blarigan, Free-piston engine. United States patent US 6,199,519. 2001 Mar 13.
- [37] Zhaoping Xu, Siqin Chang, Prototype testing and analysis of a novel internal combustion linear generator integrated power system. Applied Energy, 2010. 87(4): p. 1342-1348.
- [38] Sorin Petreanu, Conceptual analysis of a four-stroke linear engine. 2001, Dissertation, West Virginia University.
- [39] Rikard Mikalsen, A. P. Roskilly, A review of free-piston engine history and applications. Applied Thermal Engineering, 2007. 27(14): p. 2339-2352.
- [40] Qingfeng Li, Jin Xiao, Zhen Huang, Simulation of a two-stroke free-piston engine for electrical power generation. Energy & fuels, 2008. 22(5): p. 3443- 3449.
- [41] Zhou Sheng Xu Bing Yang Huayong, Zhao Yang, Simulation on dual hydraulic free piston engine. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005. 4: p. 018.

- [42] Seppo Tikkanen, Matti Vilenius, Control of dual hydraulic free piston engine. International journal of vehicle autonomous systems, 2006. 4(1): p. 3-23.
- [43] Jakob Fredriksson, Miriam Bergman, Valeri I. Golovitchev, Ingemar Denbratt, Modeling the effect of injection schedule change on free piston engine operation. 2006, SAE Technical Paper, No. 2006-01-0449.
- [44] R. Mikalsen, A. P. Roskilly, The control of a free-piston engine generator. Part 1: Fundamental analyses. Applied Energy, 2010. 87(4): p. 1273-1280.
- [45] Wakabayashi R, Takiguchi M, Shimada T, Mizuno Y, Yamauchi T. The effects of crank ratio and crankshaft offset on piston friction losses. SAE paper 2003-01- 0983; 2003.
- [46] Hanipah MR, Mikalsen R, Roskilly AP. Recent commercial free-piston engine developments for automotive applications. Appl Therm Eng 2015;75:493–503.
- [47] Hung NB, Lim O. A review of free-piston linear engines. Appl Energy 2016;178:78–97.
- [48] AT Raheem, ARA Aziz, SA Zulkifli, AT Rahem, WB Ayandotun, “A review of free piston engine control literature-taxonomy and techniques” Alexandria Engineering Journal 61 (10) (2022), 7877-7916.
- [49] B. Jia, R. Mikalsen, A. Smallbone, and A. Paul Roskilly, “A study and comparison of frictional losses in free-piston engine and crankshaft engines,” Applied Thermal Engineering, 2018
- [50] Rinderknecht F. “The linear generator as integral component of an energy converter for electric vehicles”. In: European all-wheel drive congress, Graz.
- [51] Li QF, Xiao J, Huang Z. “Flat-type permanent magnet linear alternator: a suitable device for a free piston linear alternator”. J Zhejiang Univ Sci A 2009;10: 345–52.

- [52] Němeček P, Vysoký O. Control of two stroke free piston generator. Proceedings of the 6th Asian Control Conference 2006 [CDROM]. Bandung: Institute Technology Bandung; 2006.
- [53] Němeček P, Sindelka Michal, Vysoky Ondrej. Ensuring steady operation of free piston generator. *J Syst, Cybernet Inform* 2006; 4(1): 1923.
- [54] Jia Boru, Zuo Zhengxing, Feng Huihua, Tian Guohong, Smallbone Andrew, Roskilly AP. Effect of closed-loop controlled resonance based mechanism to start free piston engine generator: Simulation and test results. *Appl Energy* 2016;164:532–9.
- [55] Jia Boru, Tian Guohong, Feng Huihua, Zuo Zhengxing, Roskilly AP. An experimental investigation into the starting process of free-piston engine generator. *Appl Energy* 2015;157:798–804.
- [56] S. A. Zulkifli, M. N. Karsiti, and A. R. A. Aziz, “Starting of a free-piston linear engine-generator by mechanical resonance and rectangular current commutation,” in *2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2008: IEEE, pp. 1-7.
- [57] Zulkifli Saiful A, Karsiti Mohd N, Aziz Rashid A. Starting of a free-piston linear engine-generator by mechanical resonance and rectangular current commutation. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*; 2008.
- [58] D. Petrichenko, A. Tatarnikov, and I. Papkin, “Approach to Electromagnetic Control of the Extreme Positions of a Piston in a Free Piston Generator,” *Mod. Appl. Sci.* vol. 9, no. 1, 2014, doi: 10.5539/mas.v9n1p119.
- [59] C. Sun, Z. Wang, Z. Yin, and T. Zhang, “Investigation of control method for starting of linear internal combustion engine-linear generator integrated system,” *SAE Technical Paper*, 0148-7191, 2015.
- [60] Guo, C.D.; Zuo, Z.X.; Feng, H.H.; et al. Review of recent advances of free-piston internal combustion engine linear generator. *Applied Energy*, 2020, 269, 115084.

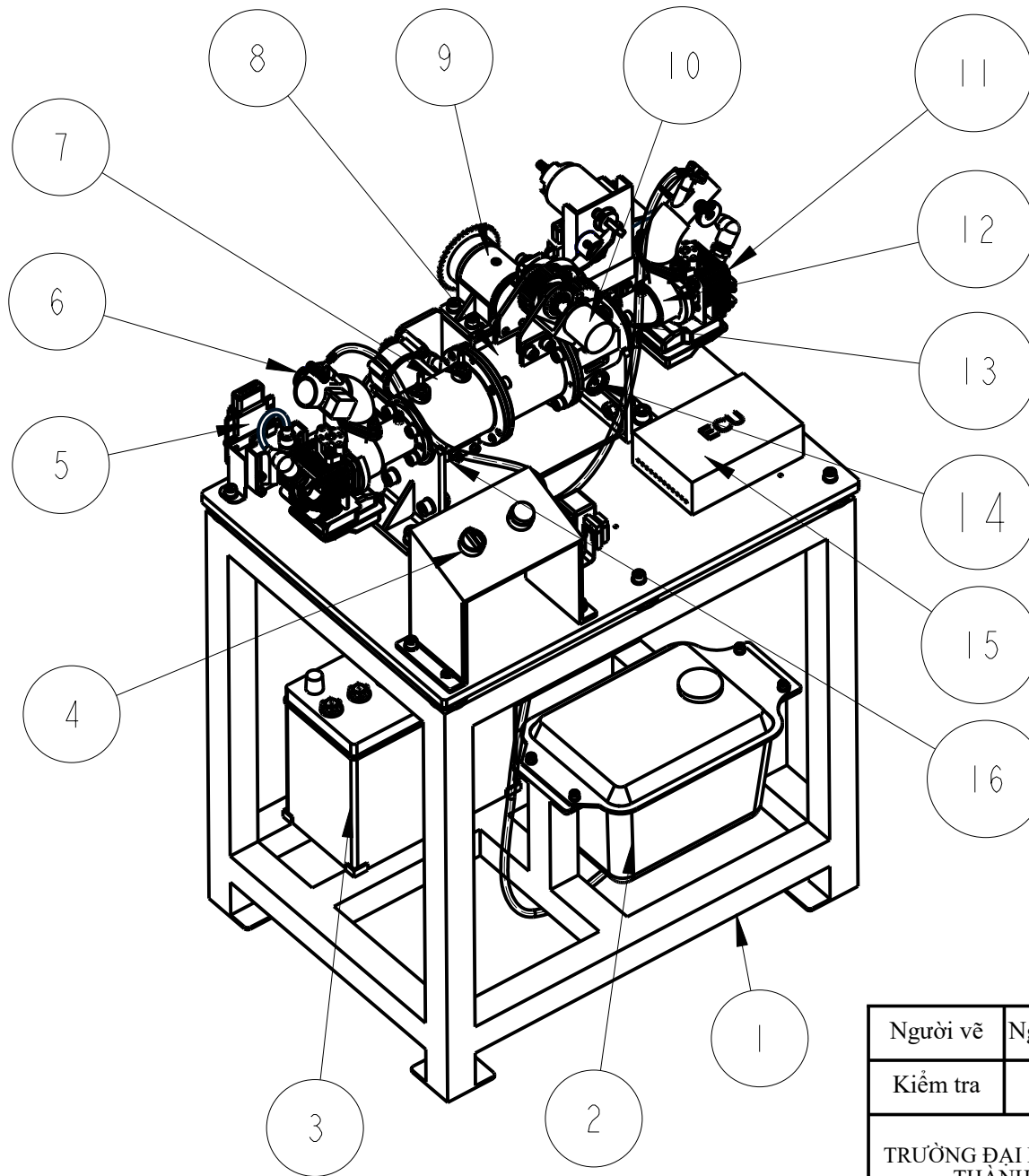
- [61]. Johnson, T., Leick, M., Moses, R., 2016. Experimental Evaluation of a Prototype Free Piston Engine - Linear Alternator (FPLA) System. SAE Technical Paper Series, 2016-01-0677.
- [62] Mao J, Zuo Z and Feng H. Parameters coupling designation of diesel free-piston linear alternator. *Appl Energ* 2011; 88(12): 4577–4589.
- [63] Feng Huihua, Guo Chendong, Yuan Chenheng, Guo Yuyao, Zuo Zhengxing, Roskilly Anthony, et al. Research on combustion process of a free piston diesel linear generator. *Appl Energy* 2016;161:395–403.
- [64] Jia B, Zuo Z, Feng H, Tian G and Roskilly AP. Development approach of a spark-ignited free-piston engine generator. SAE technical paper 2014-01-2894, 2014.
- [65] Jia B, Tian G, Feng G, Zuo Z and Roskilly AP. An experimental investigation into the starting process of free-piston engine generator. *Appl Energ* 2015; 157: 798–804
- [66] N. Hung and O. Lim (2014). "A study of a two-stroke free piston linear engine using numerical analysis", *J Mech Sci Technol*, (28), pp.1545-1557.
- [67] Yuan C, Xu J, He Y. Parametric study on the starting of a free-piston engine alternator. *Int J Engine Res* 2018;19(4):411–2.
- [68] Mao J, Zuo Z and Feng H. Parameters coupling designation of diesel free-piston linear alternator. *Appl Energ* 2011; 88(12): 4577–4589.
- [65] C. Sun, Z. Wang, Z. Yin, and T. Zhang, “Investigation of control method for starting of linear internal combustion engine-linear generator integrated system,” SAE Technical Paper, 0148-7191, 2015.
- [66] Guo, C.D.; Zuo, Z.X.; Feng, H.H.; et al. Review of recent advances of free-piston internal combustion engine linear generator. *Applied Energy*, 2020, 269, 115084.

- [67]. Johnson, T., Leick, M., Moses, R., 2016. Experimental Evaluation of a Prototype Free Piston Engine - Linear Alternator (FPLA) System. SAE Technical Paper Series, 2016-01-0677.
- [69] Feng Huihua, Guo Chendong, Yuan Chenheng, Guo Yuyao, Zuo Zhengxing, Roskilly Anthony, et al. Research on combustion process of a free piston diesel linear generator. *Appl Energy* 2016;161:395–403.
- [70] S. Scott Goldsborough, Peter Van Blarigan, A numerical study of a free piston ic engine operating on homogeneous charge compression ignition combustion. 1999, SAE Technical Paper, No. 1999-01-0619.
- [71] Baumgarten, Dieter Mewes, Franz Mayinger (2006), “Mixture Formation in Internal Combustion Engines”, Germany.
- [72] Christopher M. Atkinson, Sorin Petreanu, Nigel N. Clark, Richard J. Atkinson, Thomas I. McDaniel, Subhash Nandkumar and Parviz Famouri (1999). Numerical Simulation of a Two-Stroke Linear Engine-Alternator Combination, International.
- [73] Pavel Deutsch, Ondřej Vysoký. In-cycle thermodynamic model of linear combustion engine. in *Computer Aided Control System Design*, 2006 IEEE
- [74] Yitong Jiang a, Daojing Wang, Fushui Liu, Shuwei Zhao, and Qing Yang. “Dynamic Simulation of a Two-Stroke Spark Ignition Free-Piston Engine Generator”. pp 225-230. 2014.
- [75] Zang, P.; Wang, Z.; Fu, Y.; Sun, C. “Investigation of Scavenging Process for Steady-State Operation of a Linear Internal Combustion Engine-Linear Generator Integrated System”; Technical Paper for SAE International: Detroit, MI, USA, 2017.
- [76] Fredriksson J, Bergman M, Golovitchev V, Denbratt I. “Modeling the effect of injection schedule change on free piston engine operation”. SAE paper 2006-01- 0449; 2006.

[77] Kim J, Bae C, Kim G. “Simulation on the effect of the combustion parameters on the piston dynamics and engine performance using the Wiebe function in a free piston engine”. *Appl Energy* 2013;107:446–55.

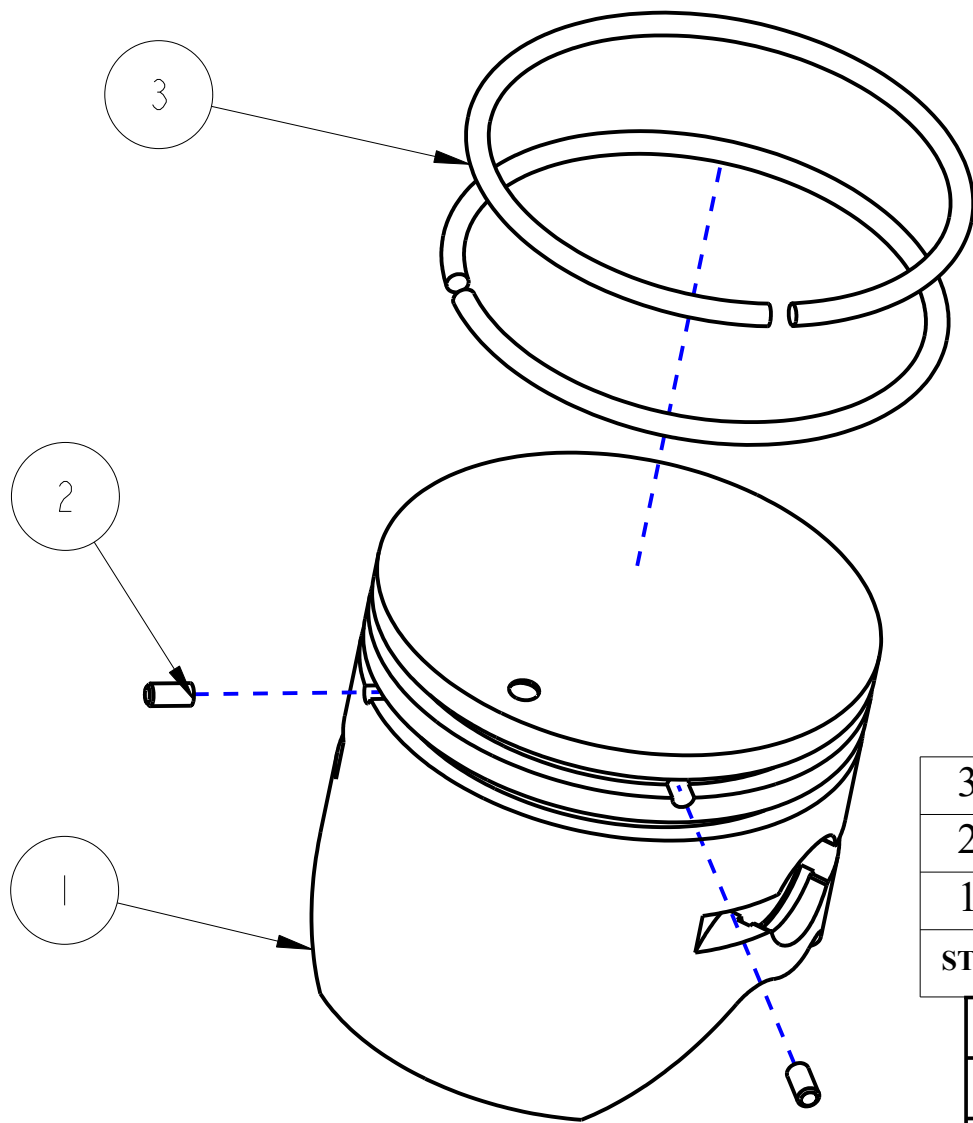
[78] Zhiyuan Zhang, Huihua Feng, Hongwen He, Boru Jia, Zhengxing Zuo, Chang Liu, Andrew Smallbon, Anthony Paul Roskilly. "Demonstration of a single/dual cylinder free-piston engine generator prototype: Milestone achieved on system stability". *Energy*, 2023, Volume 278, Part A, 127948.

PHỤ LỤC



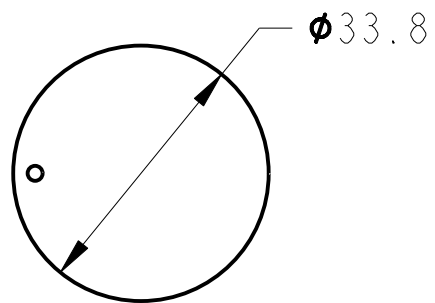
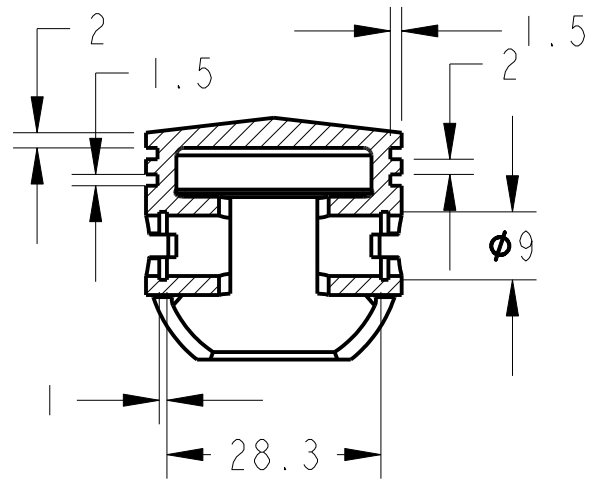
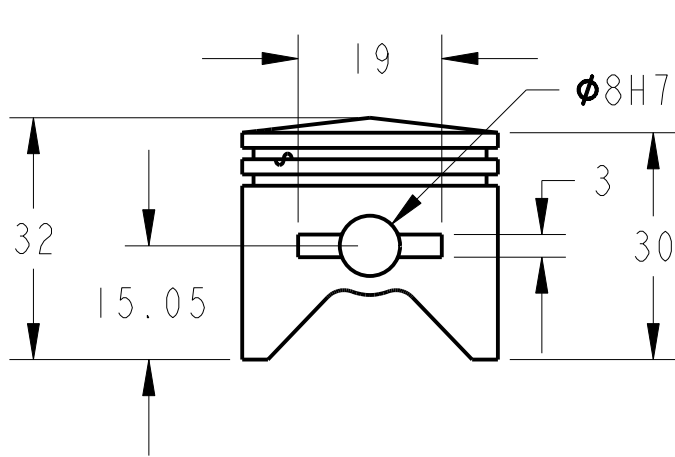
16	Giới hạn hành trình	
15	Hộp ECU	
14	Cụm chống xoay	
13	Cụm khoang khởi động	
12	Cụm khoang nạp	
11	Cụm xilanh	
10	Cụm Encoder	
9	Cụm trục khởi động	
8	Khoang máy phát	
7	Cụm khoang cảm biến	
6	Cụm họng ga	
5	Cụm bobine, IC đánh lửa	
4	Cụm bảng điều khiển	
3	Ắc quy	
2	Thùng nhiên liệu	
1	Khung lắp động cơ	
STT	TÊN CHI TIẾT	GHI CHÚ

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	ĐỘNG CƠ KHÔNG TRỰC KHUYỬ
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Tỷ lệ: 0.130 Số lượng: 01



3	Xécmăng	2	THÉP	
2	Chốt xécmăng	2	THÉP	
1	Piston	1	HỢP KIM NHÔM	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

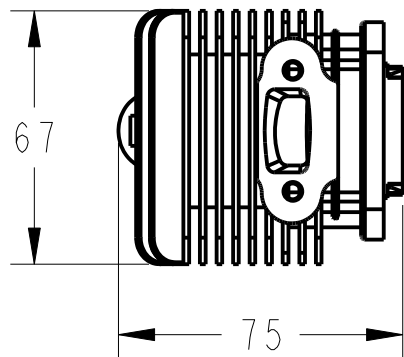
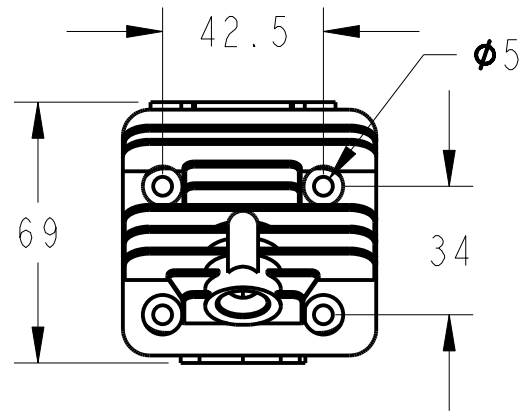
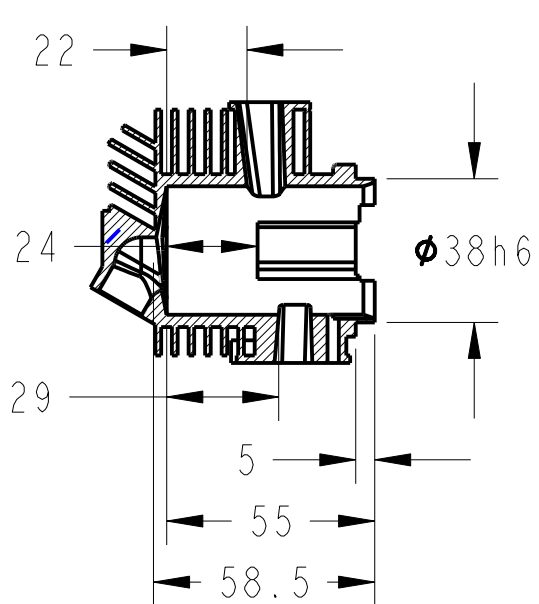
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi		Cụm piston	
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH			Tỉ lệ:	2.000
			Số lượng: 02	



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

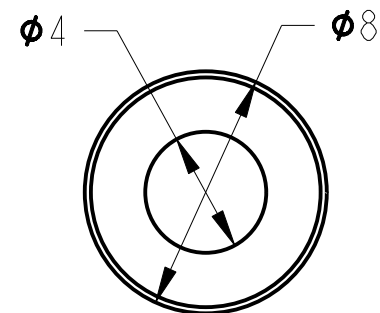
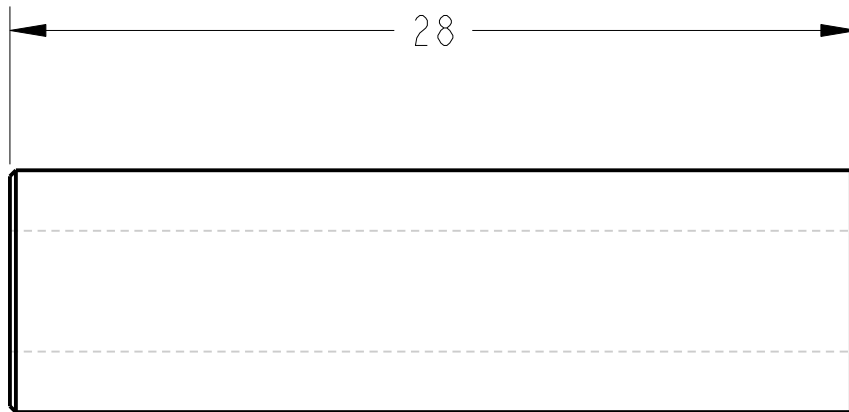
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Piston	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Hợp kim nhôm	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 02



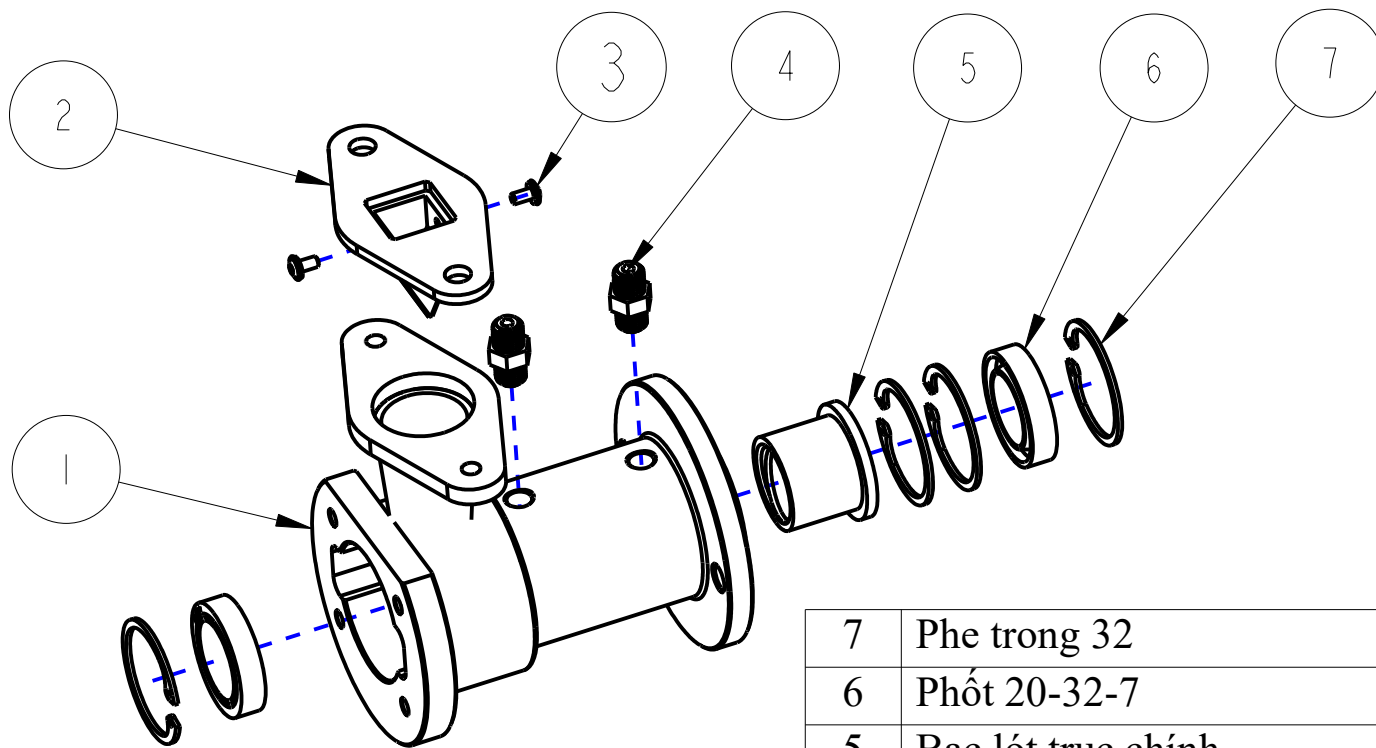
YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Xylanh	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Hợp kim nhôm	Tỉ lệ: 0.500
			Số lượng: 02

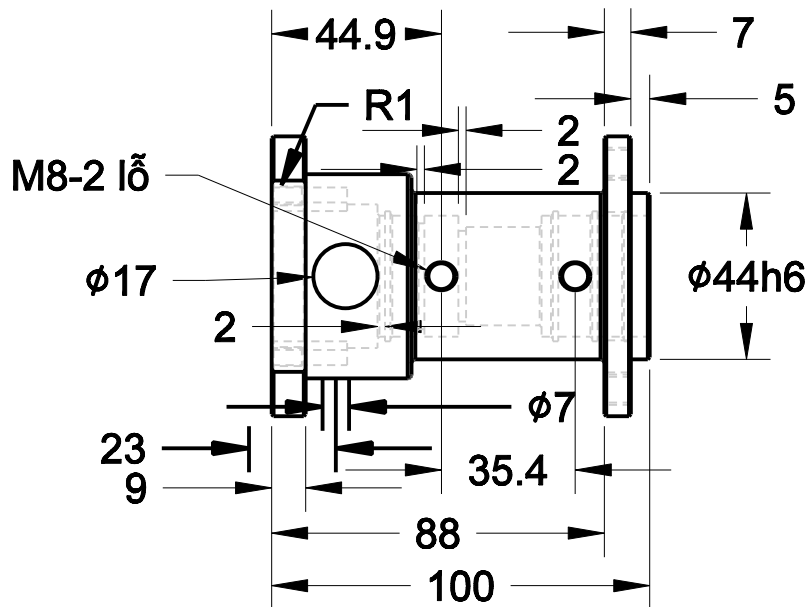
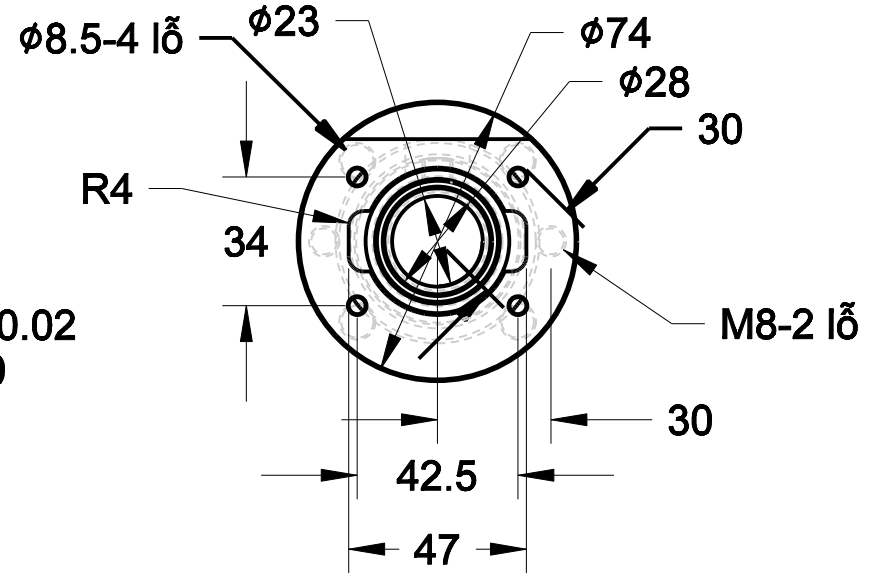
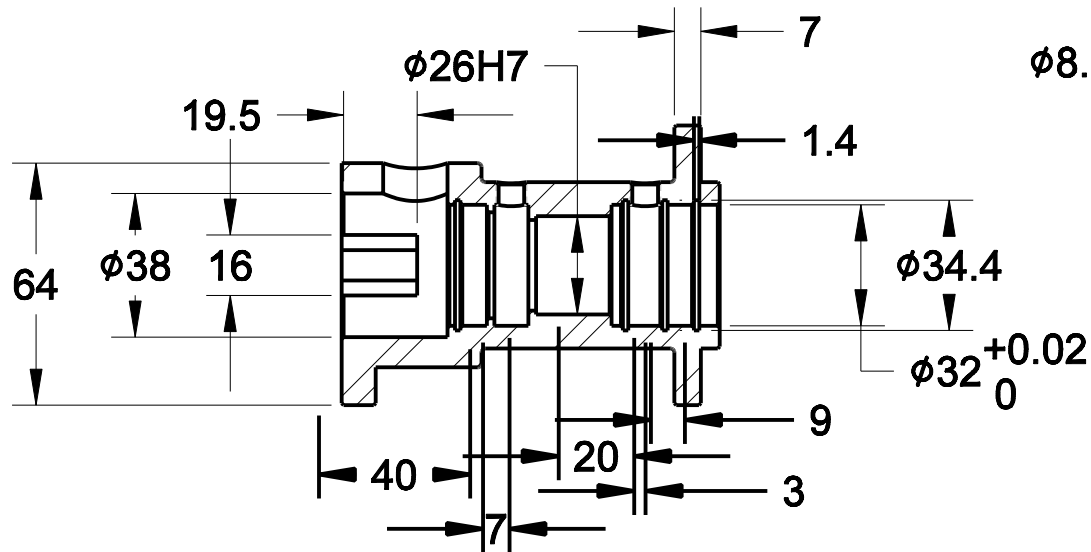


Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Chốt piston	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 4.000
			Số lượng: 02



7	Phe trong 32	4	THÉP	
6	Phốt 20-32-7	2	CAO SU	
5	Bạc lót trục chính	1	TEFLON	
4	Đầu nối ống dẫn nhớt bôi trơn	2	THÉP	
3	Bulông M3x6	2	INOX	
2	Cụm van 1 chiều	1		
1	Khoang nạp	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

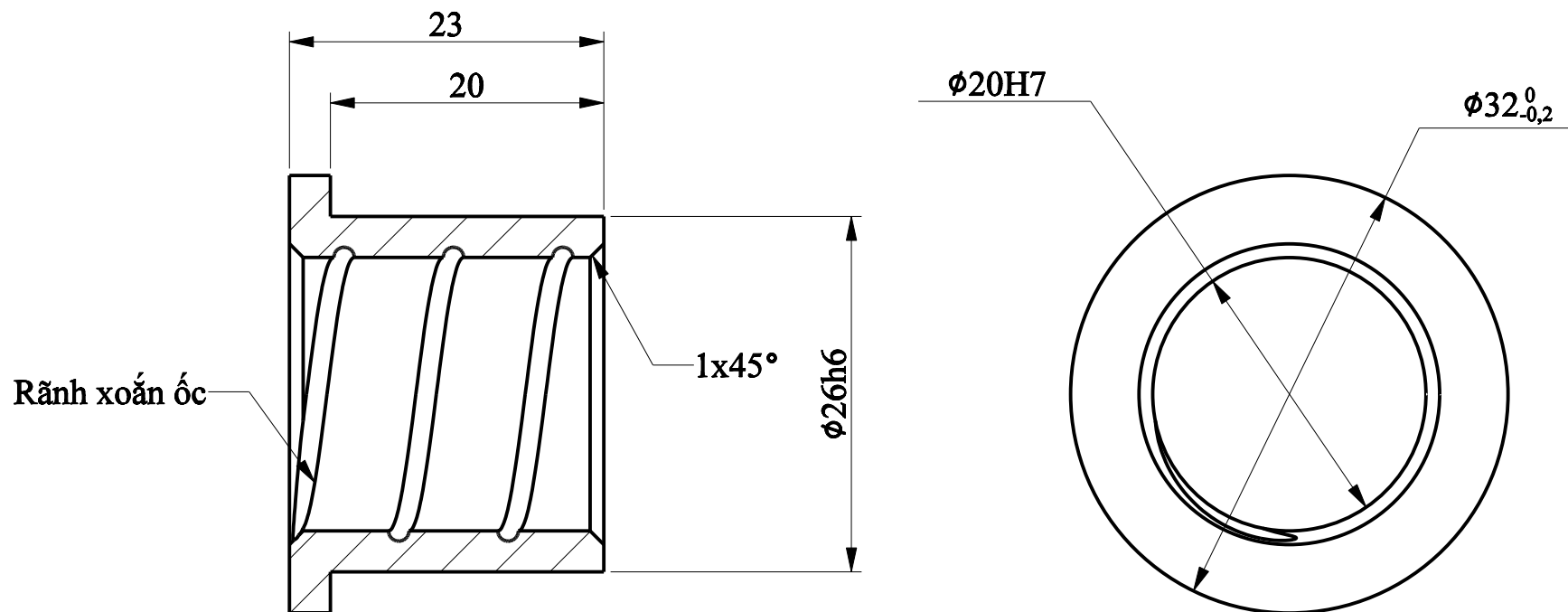
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm khoang nạp		
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH				Tỉ lệ: 0.500
				Số lượng: 02



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Gia công đúng hướng, vị trí các lỗ, hốc
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

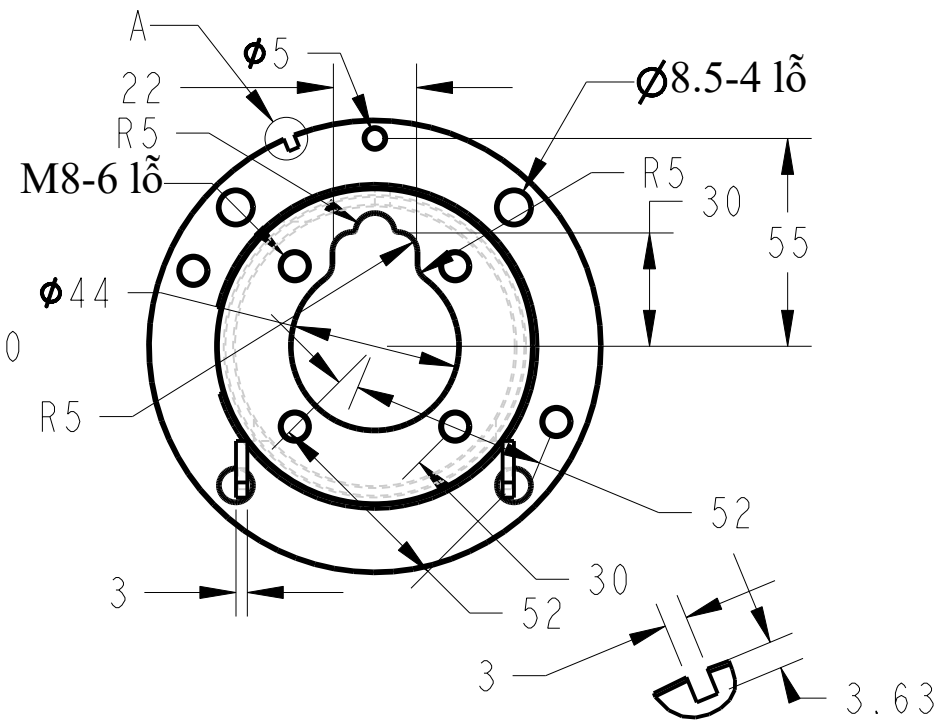
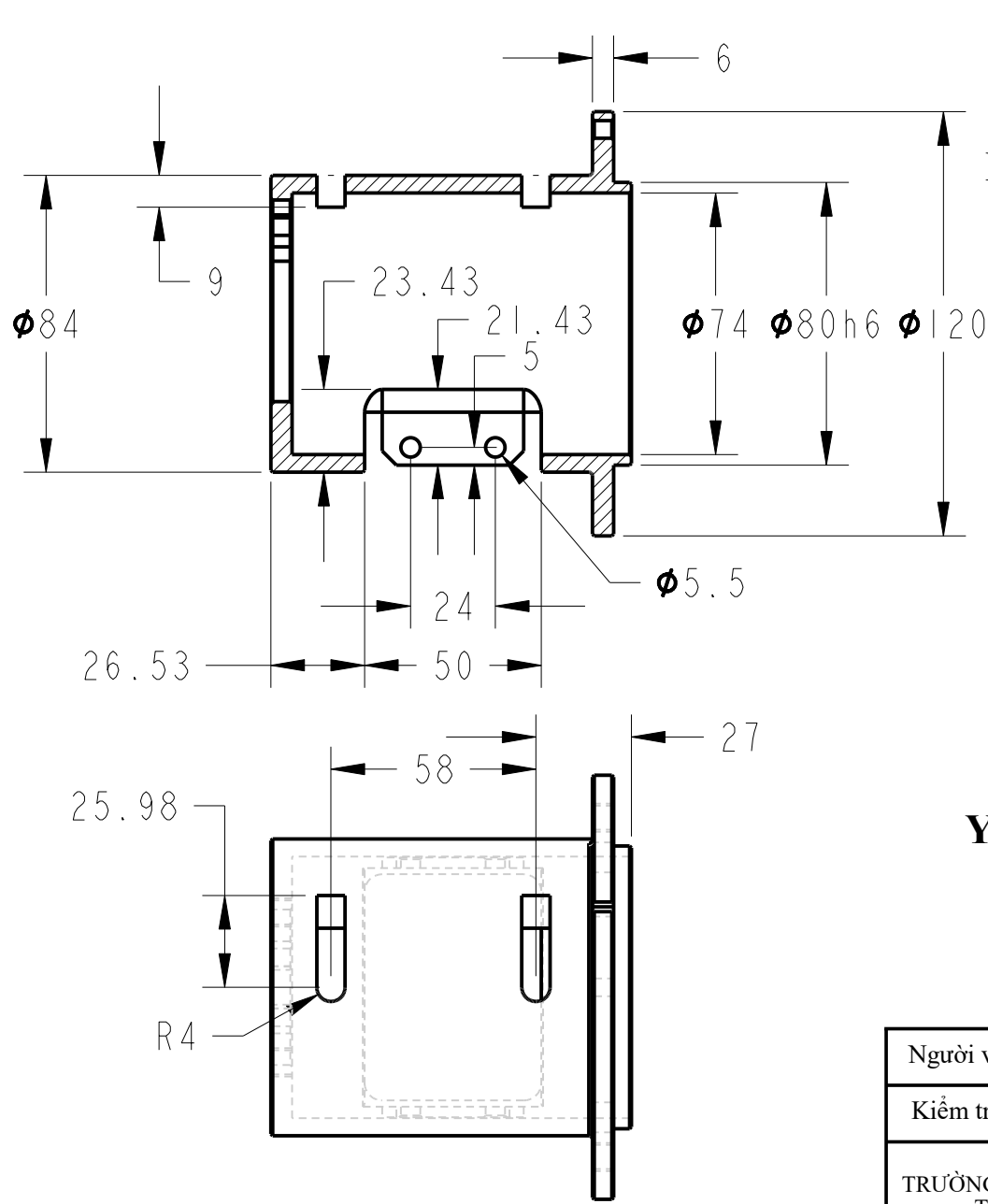
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khoang nạp	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.500
		Số lượng: 02	



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Lỗ $\phi 20$ và rãnh xoắn ốc có thể gia công sau khi lắp ghép vào mặt bích
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Bạc lót trực chính
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Nhựa Teflon
		Tỉ lệ: 2,000
		Số lượng: 02

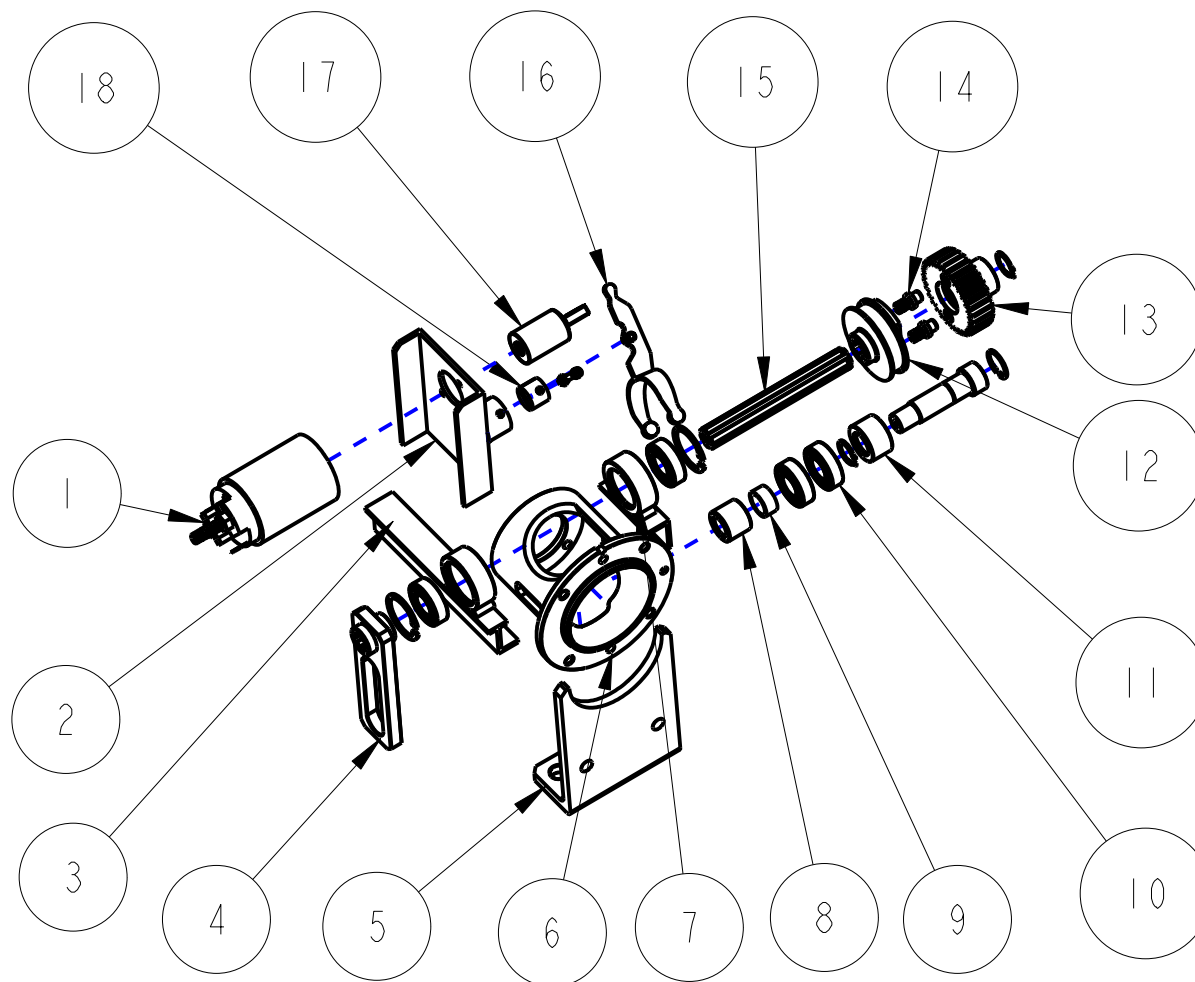


DETAIL A
SCALE 1:000

YÊU CẦU KỸ THUẬT:

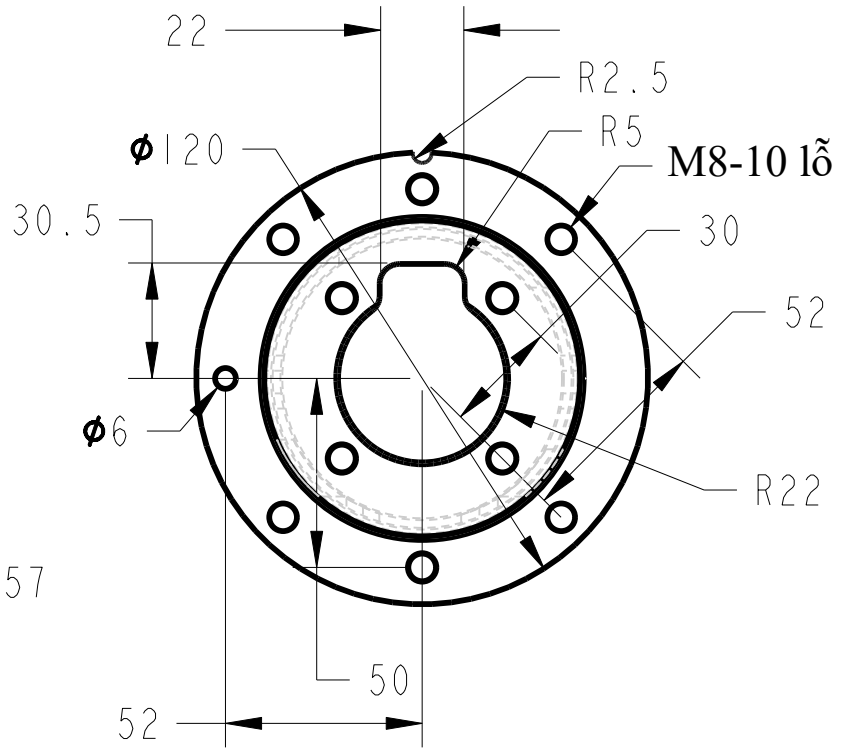
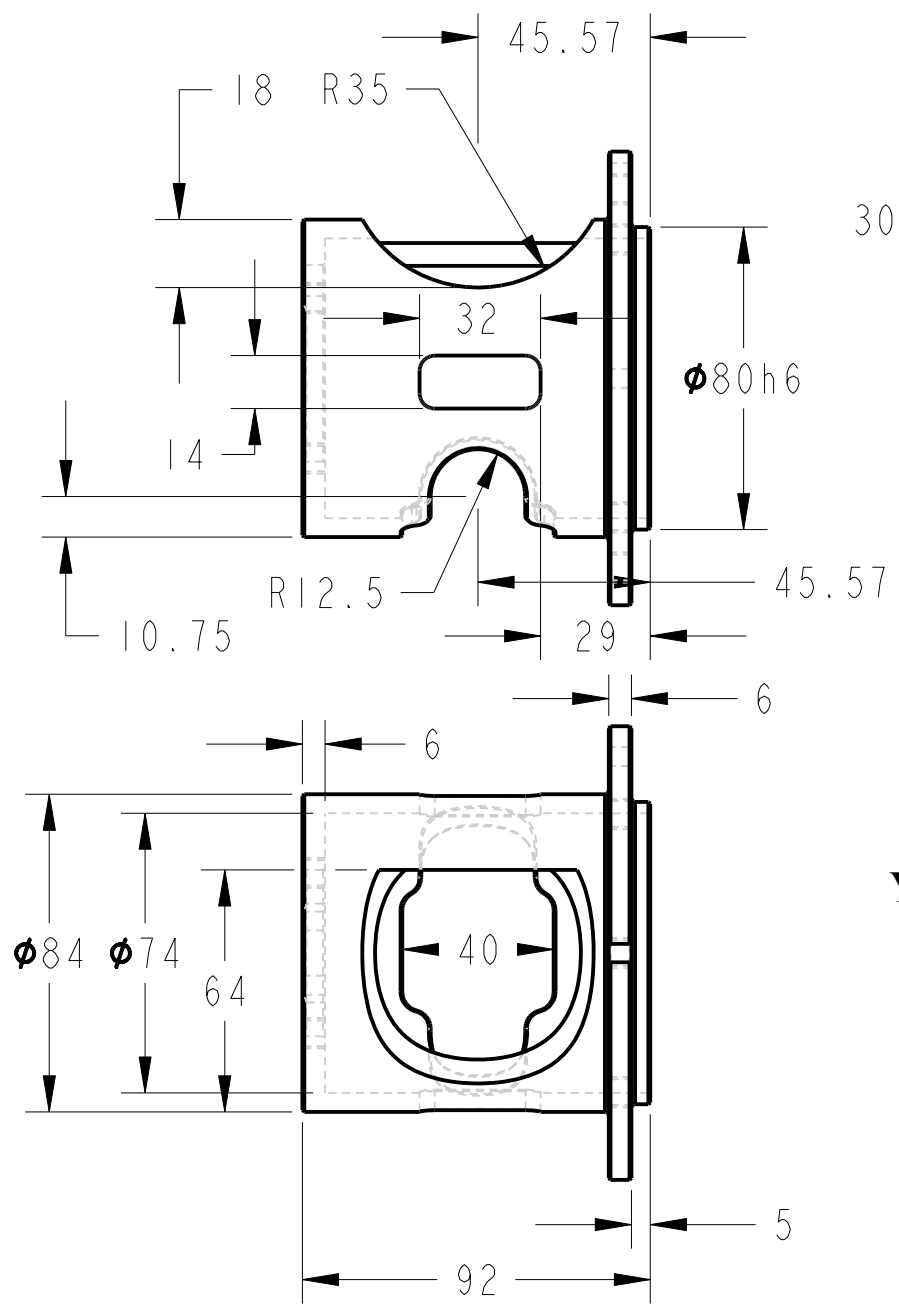
- Gia công đúng hướng, vị trí các lỗ, hốc
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khoang cảm biến	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.500
		Số lượng: 01	



18	Bạc lót đôn bẫy	
17	Piston role cài khớp	
16	Đòn bẫy	
15	Trục trung gian	
14	Chốt định vị	
13	Bánh răng định vị	
12	Ống trượt	
11	Moay ơ chống xoay A	
10	Ổ bi 6003	
9	Ống lót trục chống xoay	
8	Moay ơ chống xoay B	
7	Moay ơ trục trung gian A	
6	Khoang khởi động	
5	Chân máy	
4	Tay quay	
3	Moay ơ trục trung gian B	
2	Pat role cài khớp	
1	Role cài khớp	
STT	TÊN CHI TIẾT	GHI CHÚ

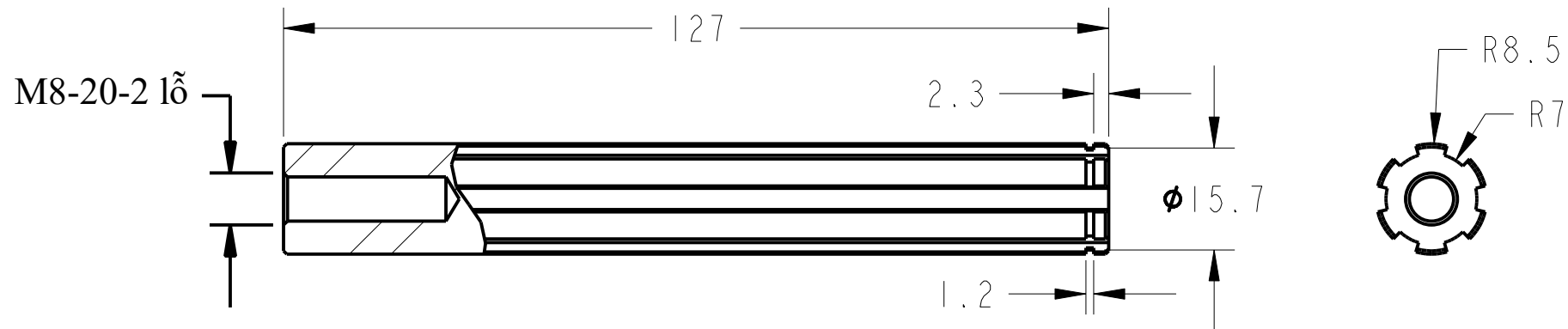
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm khoang khởi động
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Tỷ lệ: 0.180 Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Gia công đúng hướng, vị trí các lỗ, hốc
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

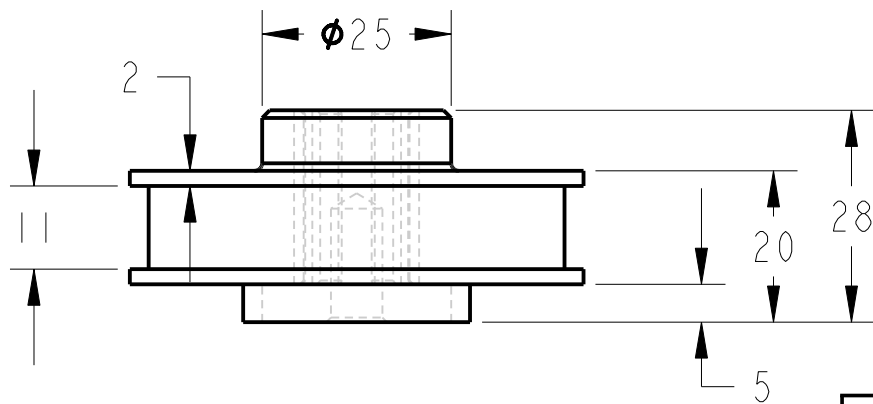
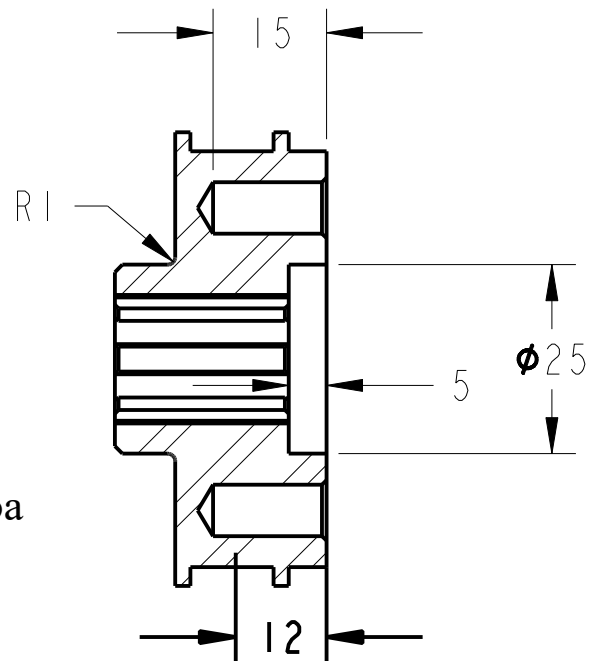
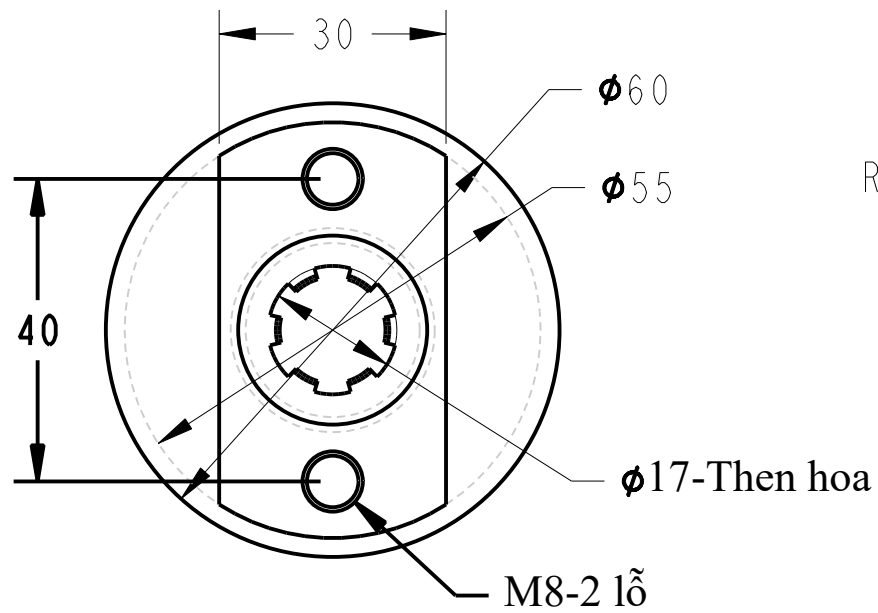
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khoang khởi động	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.333
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Then hoa gia công theo đúng vị trí, hướng
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

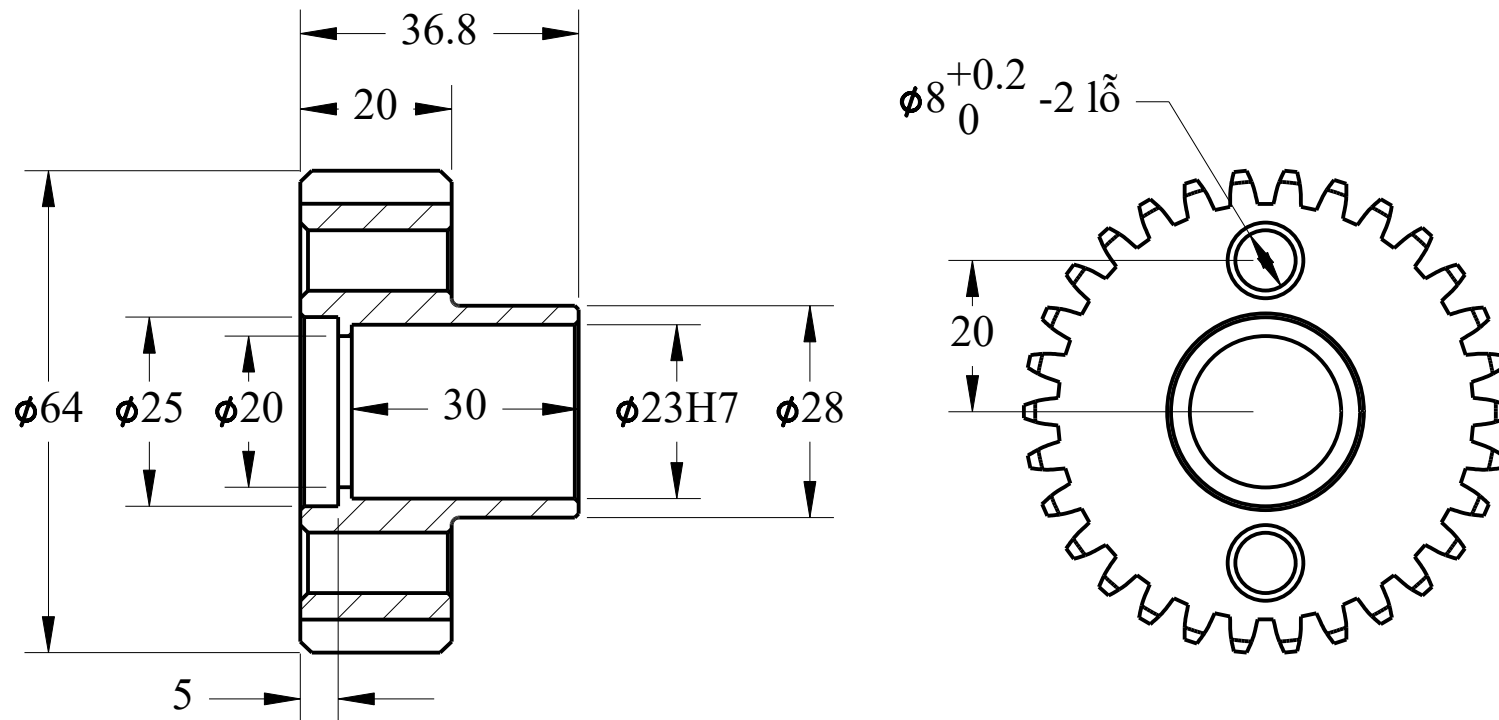
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Trục trung gian	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Then hoa gia công theo đúng vị trí, hướng
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

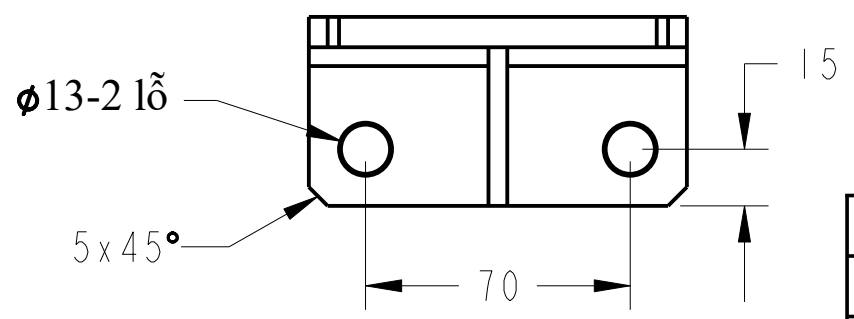
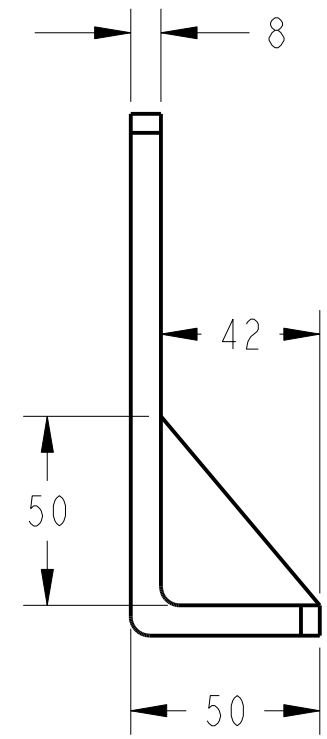
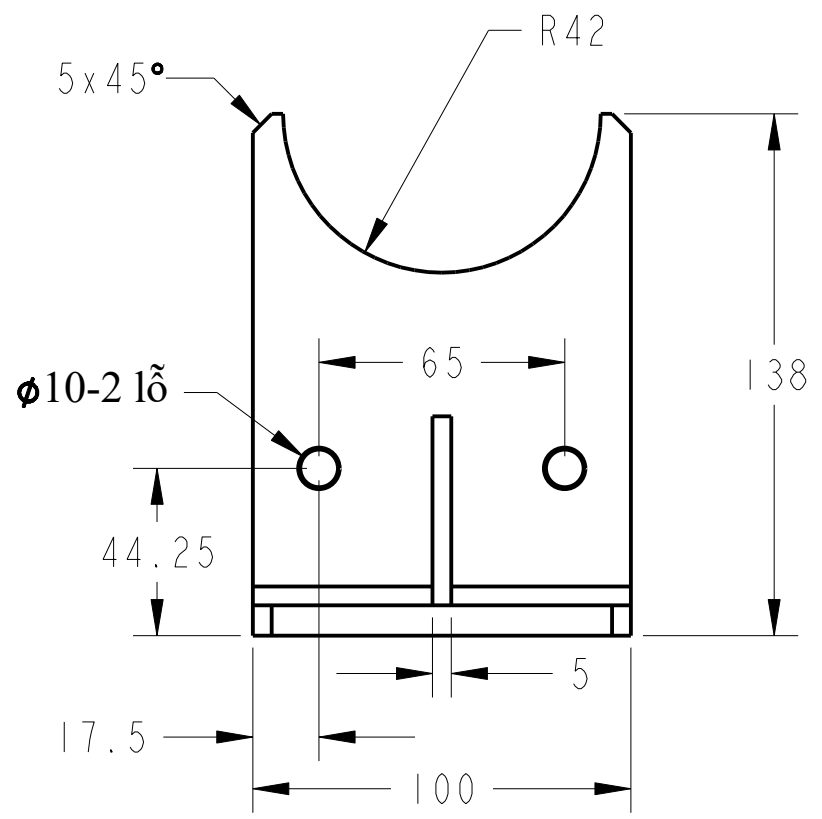
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Ống trượt	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- 2 lỗ $\varnothing 8.5$ gia công theo đúng vị trí, hướng so với bánh răng
- Bánh răng môđun $m = 2$, 30 răng
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

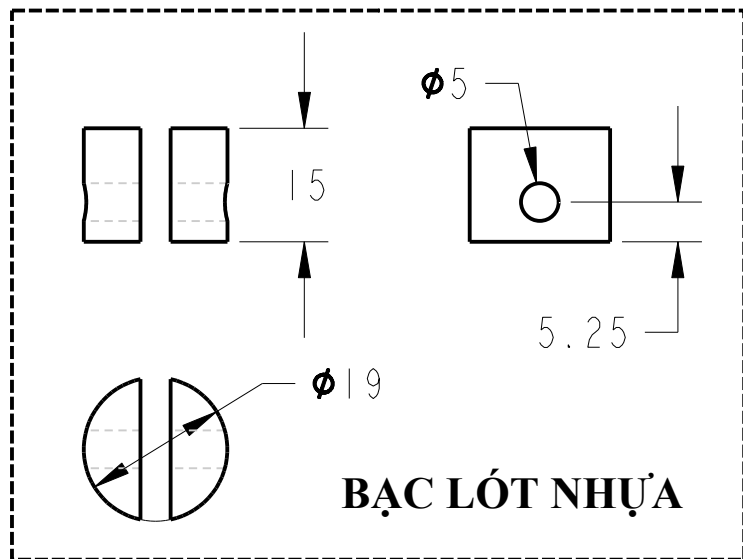
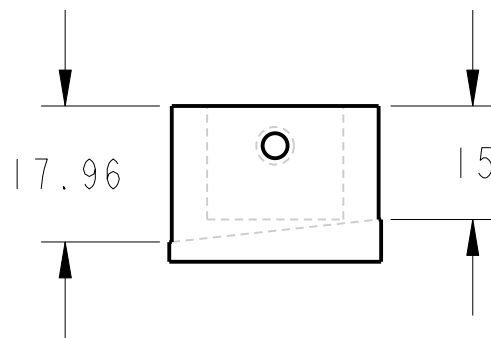
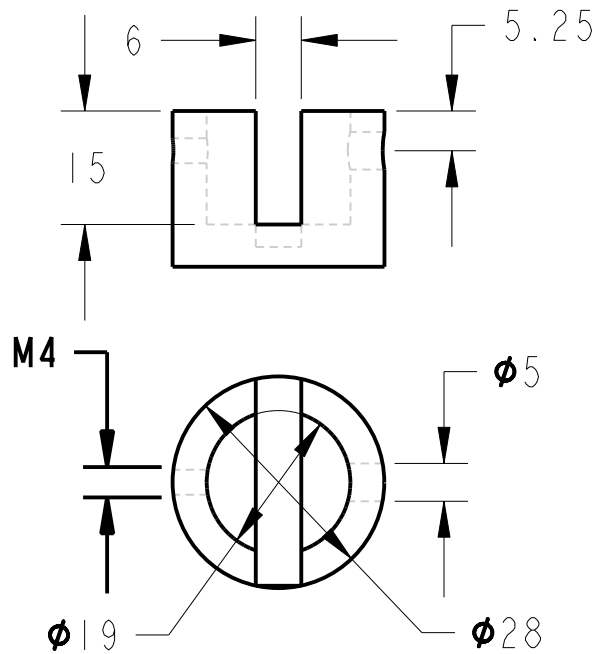
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Bánh răng định vị
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép
		Tỉ lệ: 1.000
		Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

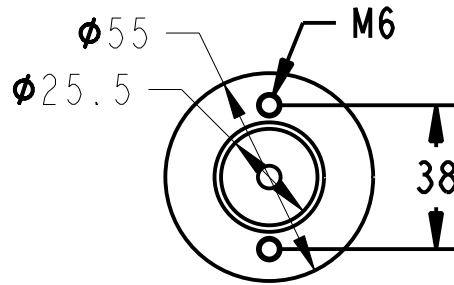
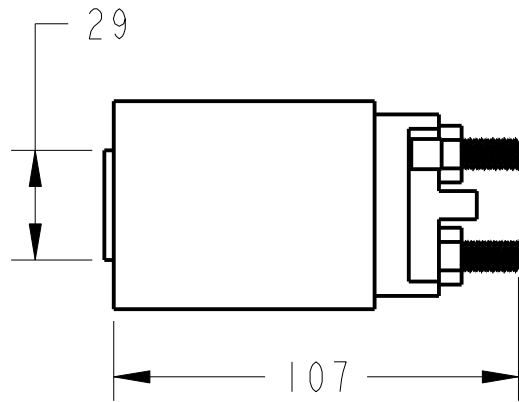
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Chân máy	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỷ lệ: 0.500 Số lượng: 02



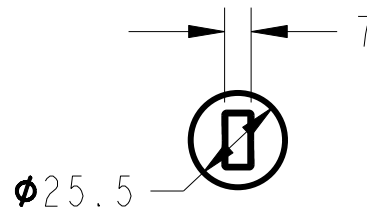
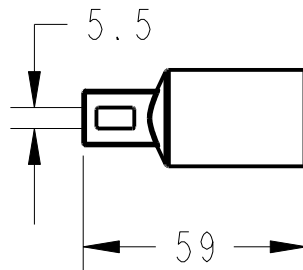
YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

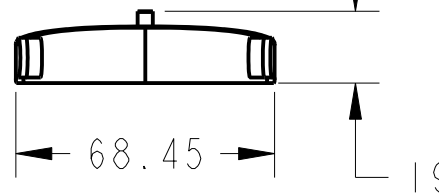
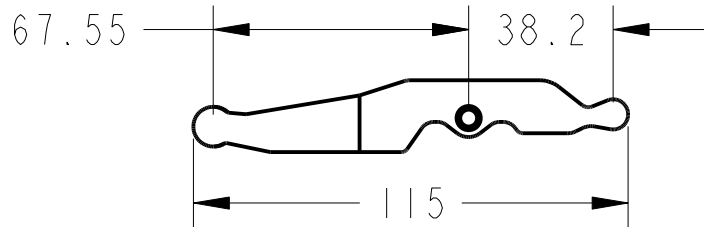
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Vỏ bạc lót đòn bẩy	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



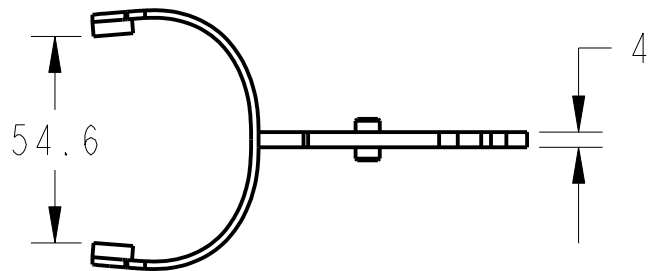
ROLE CÀI KHỚP



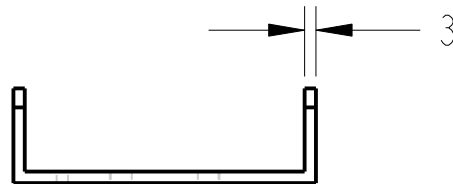
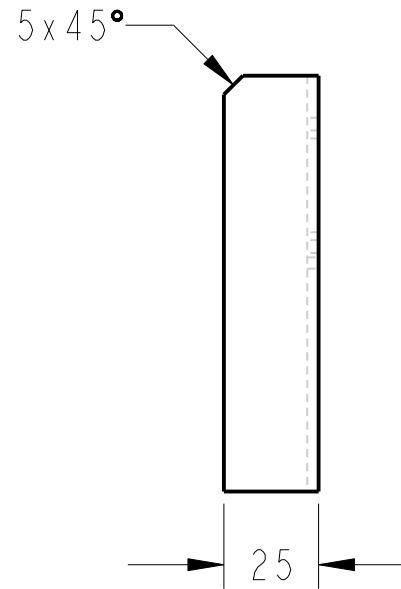
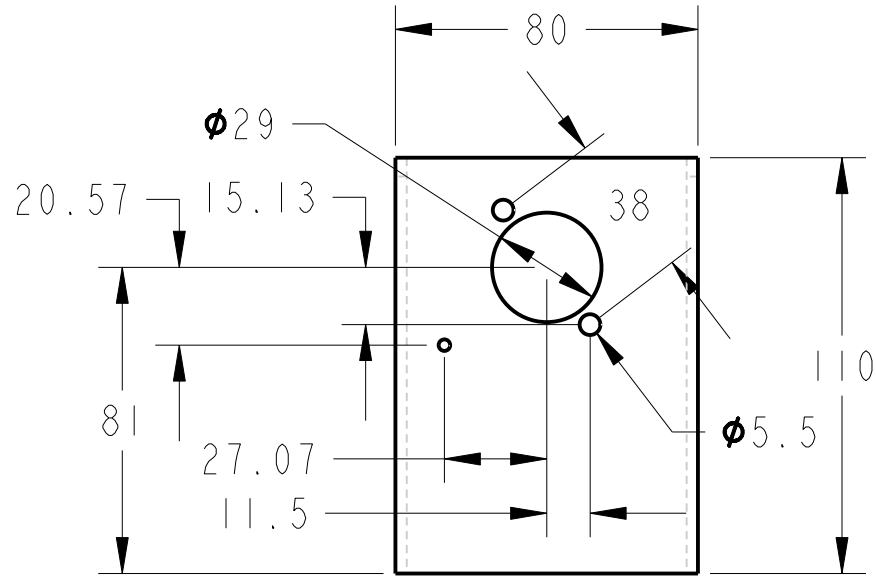
PISTON ROLE CÀI KHỚP



ĐÒN BẤY



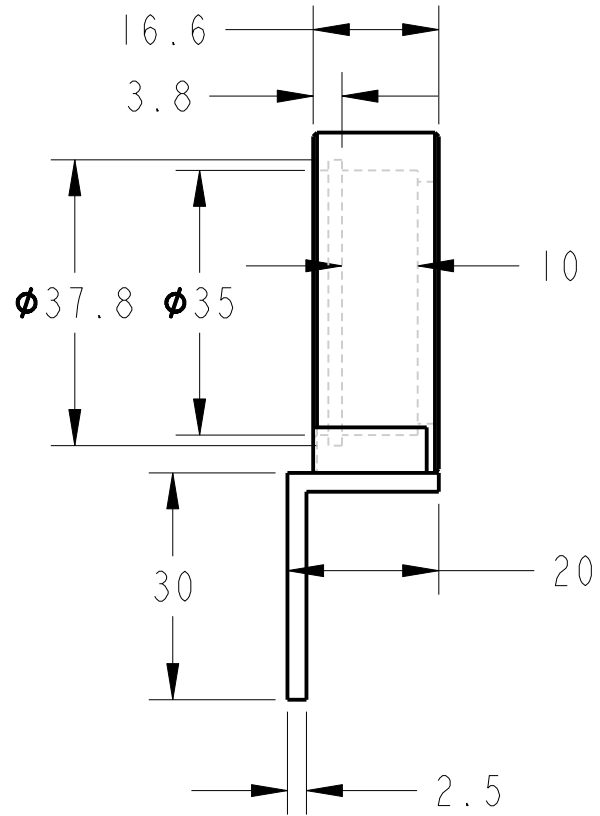
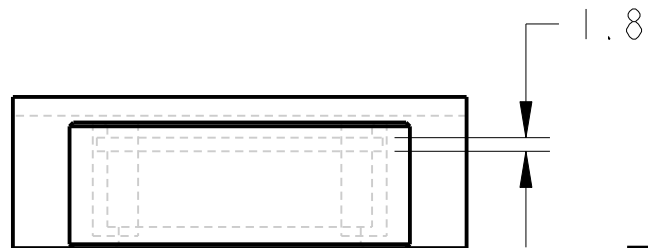
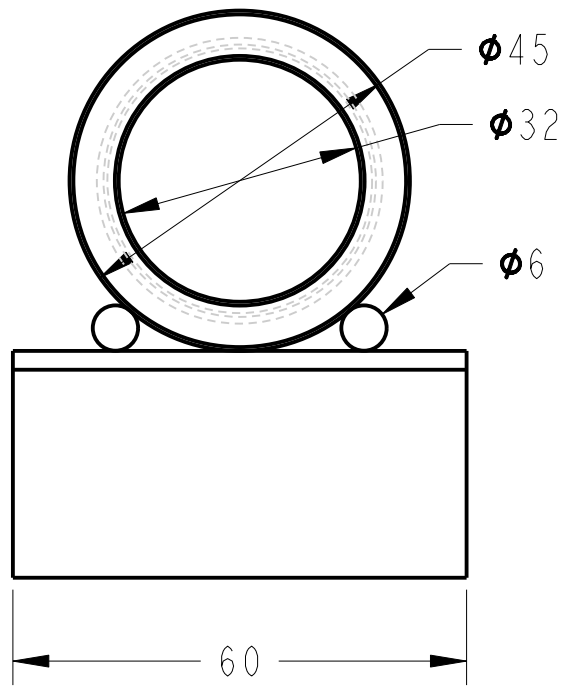
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Rơ le cài khớp, Piston, Đòn bẩy	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.500
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

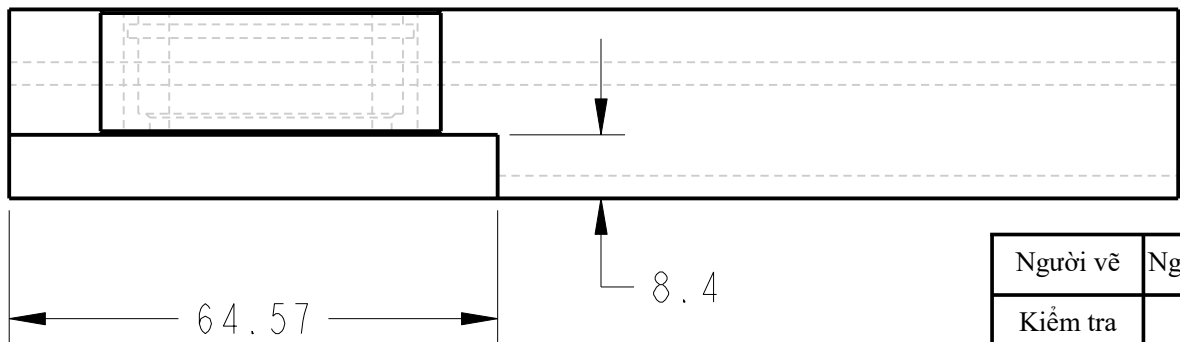
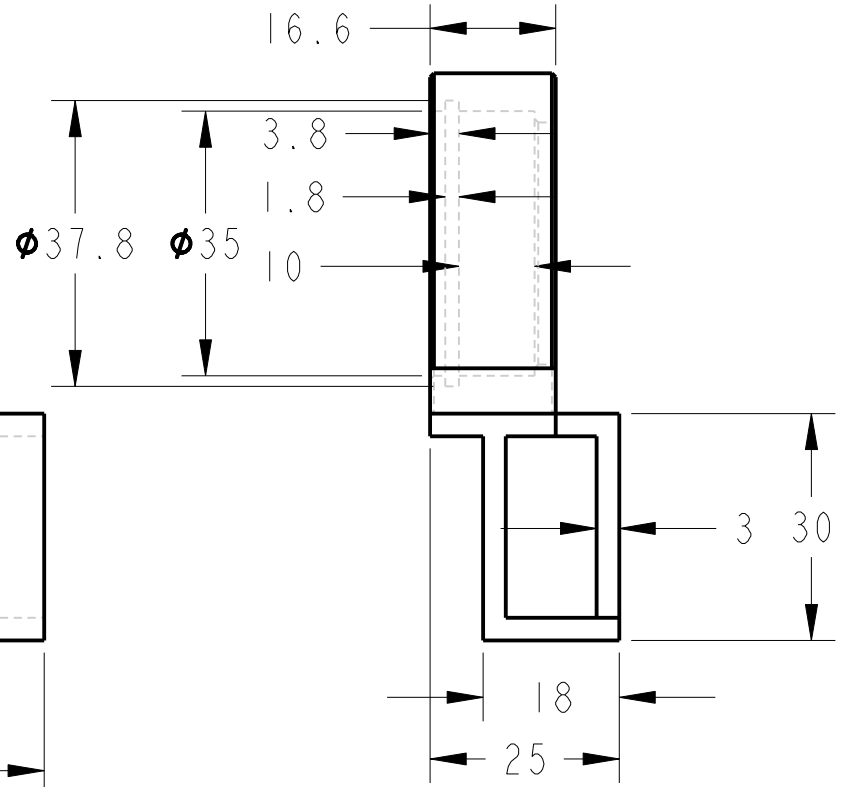
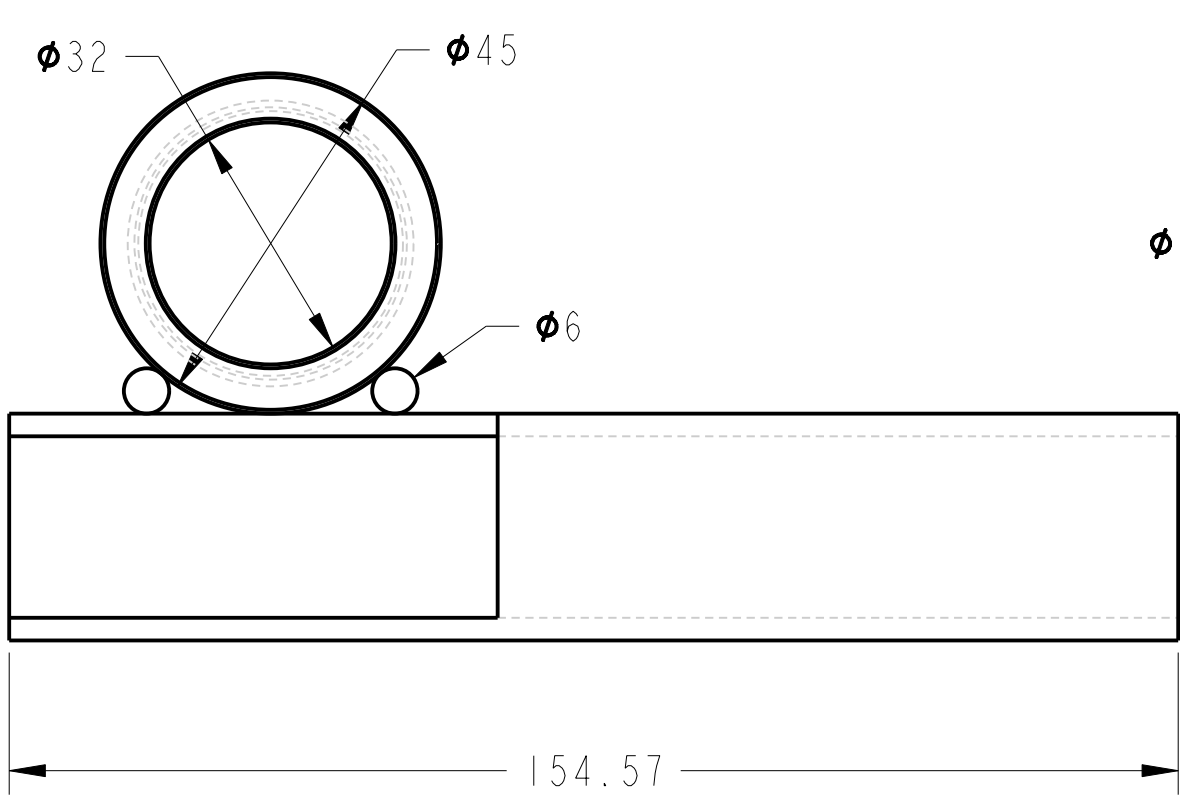
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Pát role cài khớp	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.500
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

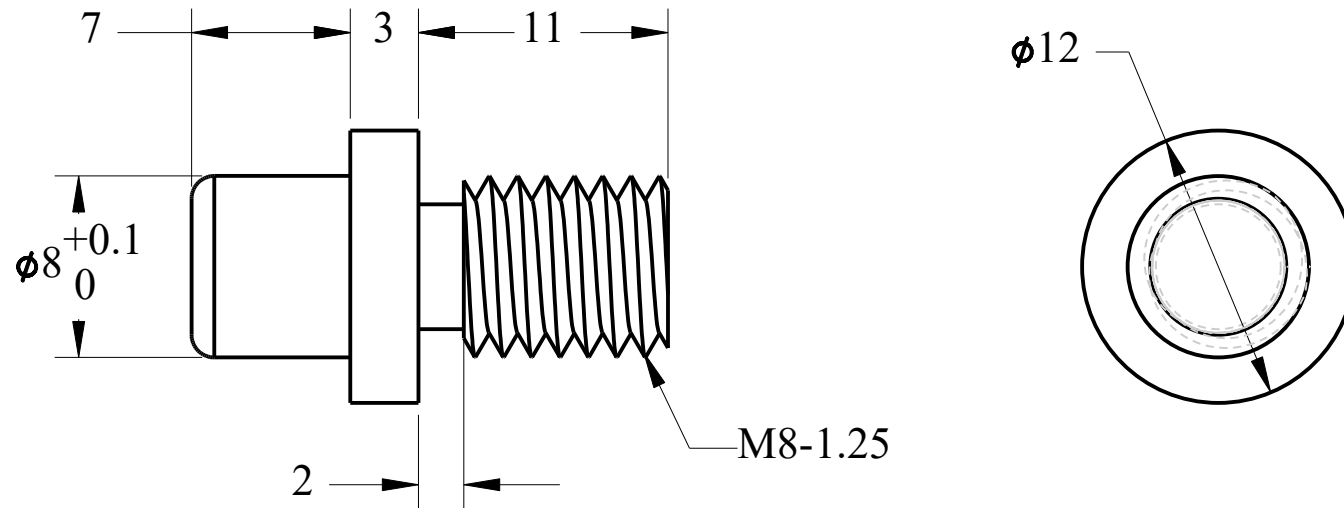
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Moay ơ trục trung gian A	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

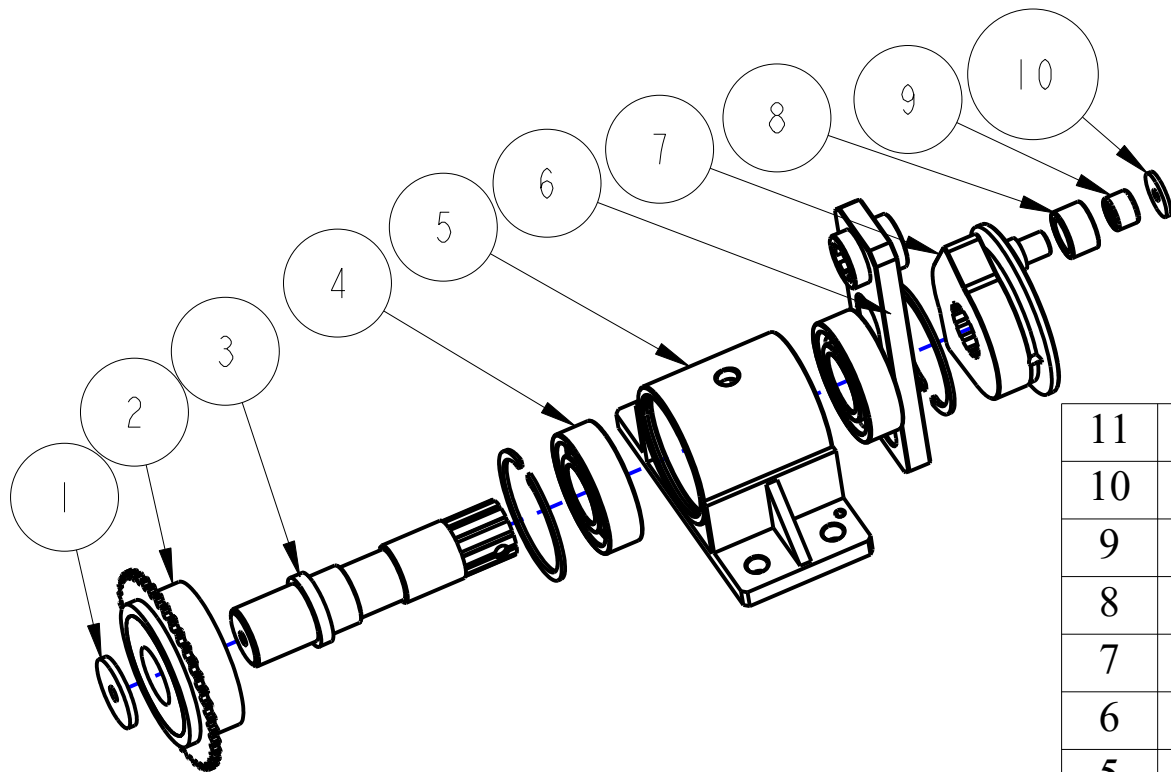
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Moay ơ trục trung gian B	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

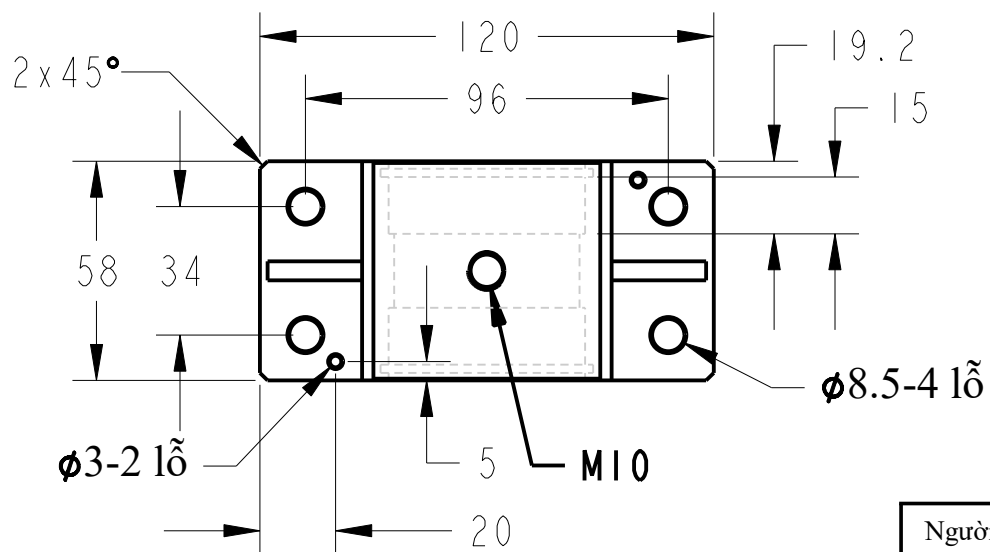
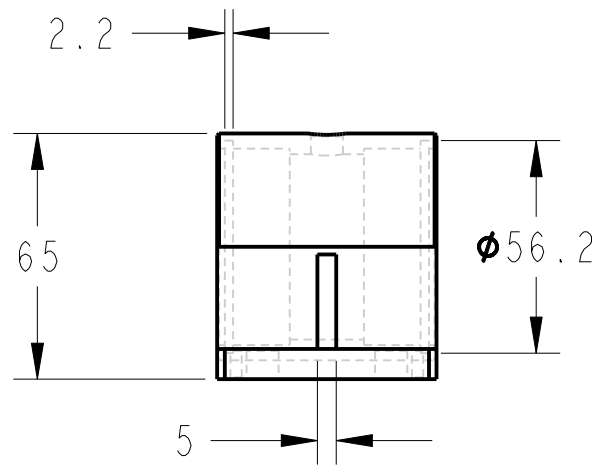
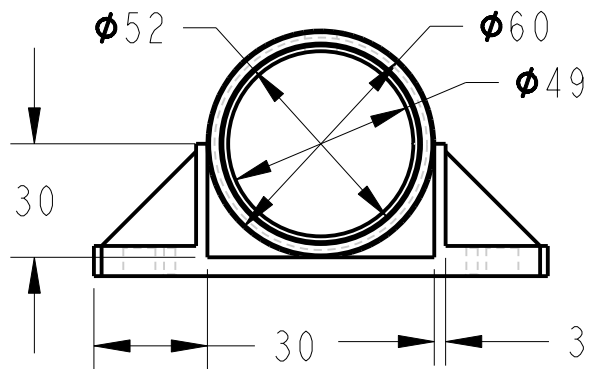
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Chốt kết nối				
Kiểm tra						
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép <table border="1" style="float: right;"> <tr> <td>Tỉ lệ:</td> <td>3.000</td> </tr> <tr> <td>Số lượng:</td> <td>02</td> </tr> </table>	Tỉ lệ:	3.000	Số lượng:	02
Tỉ lệ:	3.000					
Số lượng:	02					



11	Tay quay	1	THÉP	
10	Vòng đệm 5-19-2	1	THÉP	
9	Ổ bi đĩa 10-14-10	1	THÉP	
8	Con lăn bánh lệch tâm	1	THÉP	
7	Bánh lệch tâm	1	THÉP	
6	Phe trong 52	2	THÉP	
5	Moay ơ trục bánh lệch tâm	1	THÉP	
4	Ổ bi 6205	2	THÉP	
3	Trục bánh lệch tâm	1	THÉP	
2	Đĩa xích và khớp 1 chiều	1	THÉP	
1	Vòng đệm 6-30-3	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

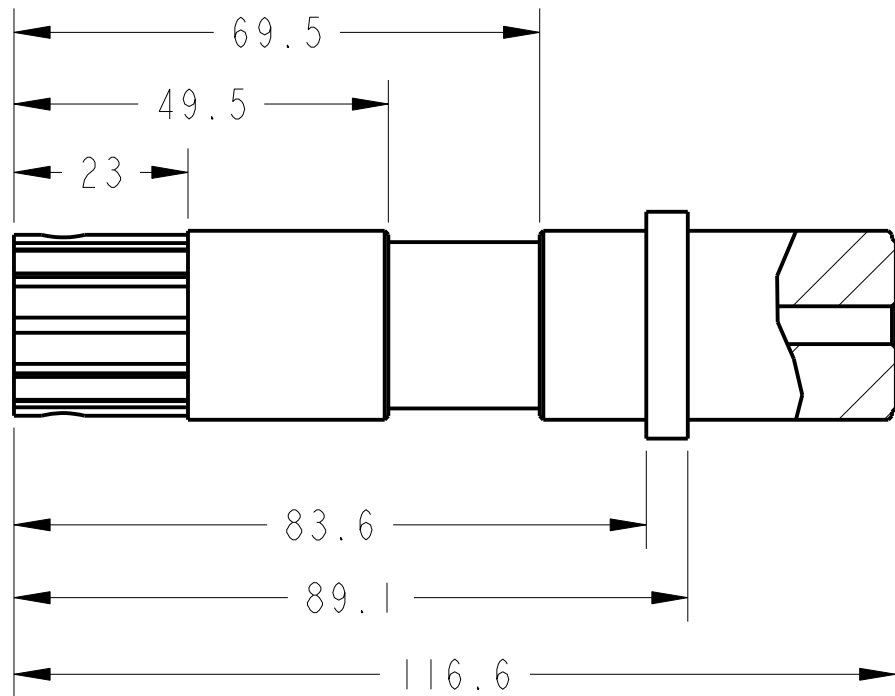
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm trục khởi động		
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ:	0.330
			Số lượng:	01



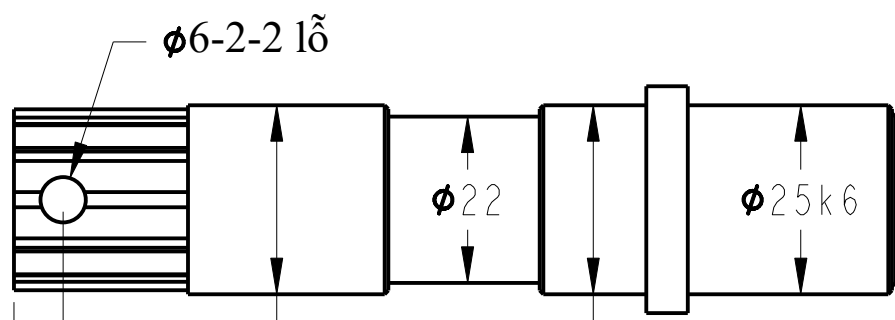
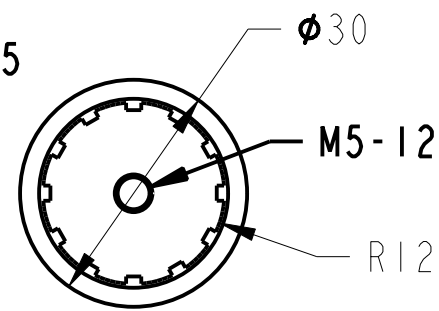
YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Moay ơ trục khởi động	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.500
			Số lượng: 01



M6-15



$\phi 6-2-2$ lỗ

$\phi 22$

$\phi 25k6$

$\phi 25h6$

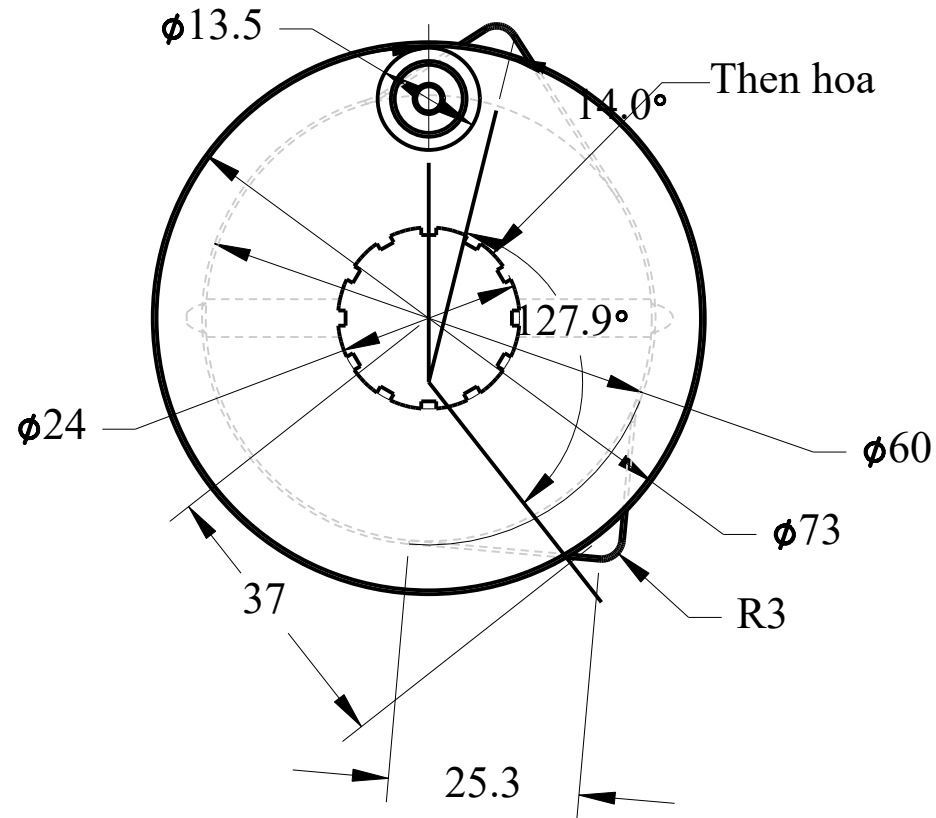
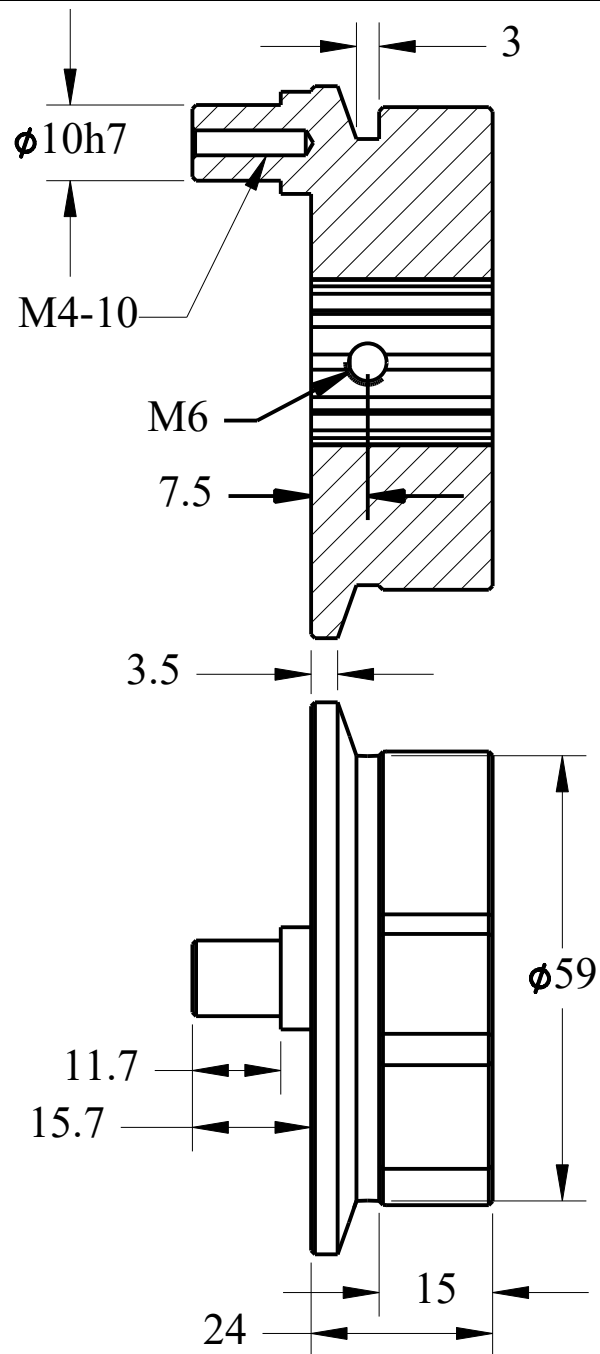
$\phi 25h6$

6.5

YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Then hoa gia công theo đúng vị trí, hướng
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

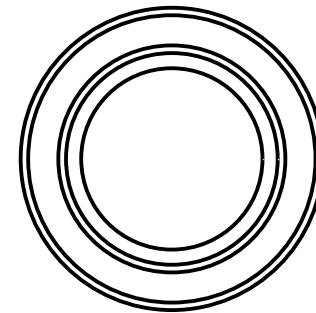
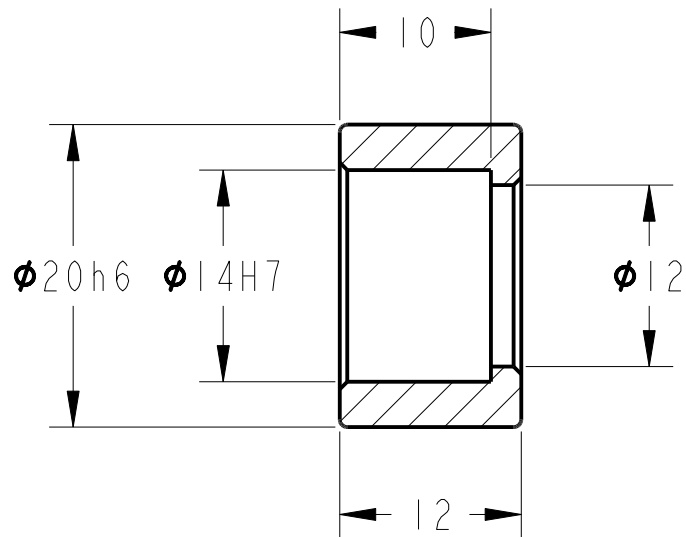
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Trục khởi động	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Then hoa gia công theo đúng vị trí, hướng
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

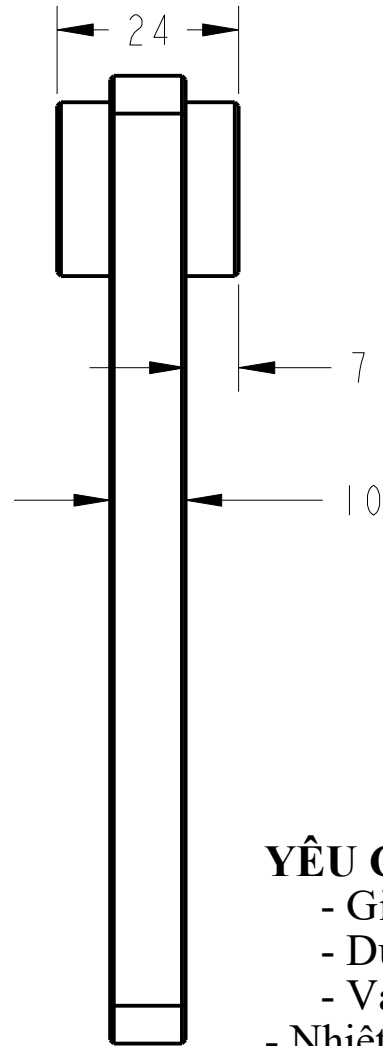
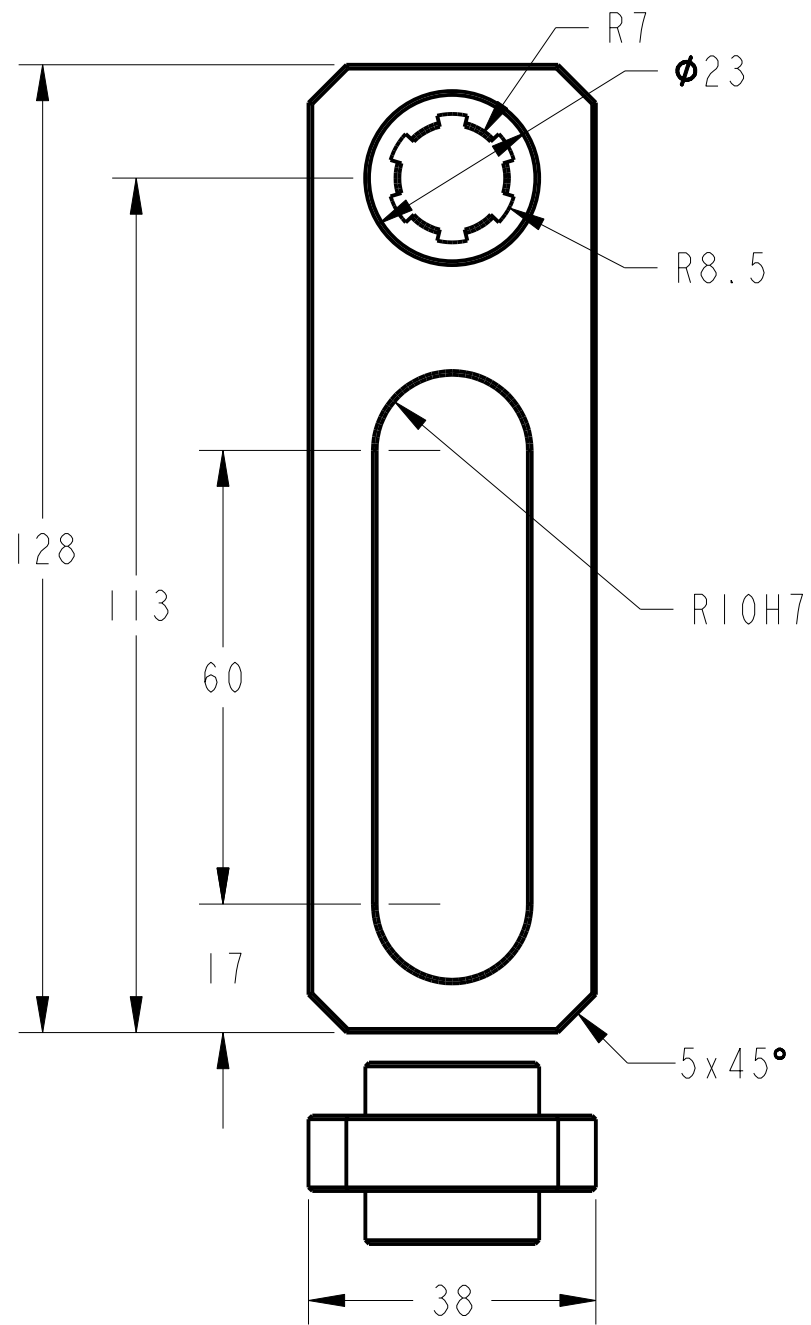
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Bánh lệch tâm	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
		Số lượng: 01	



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

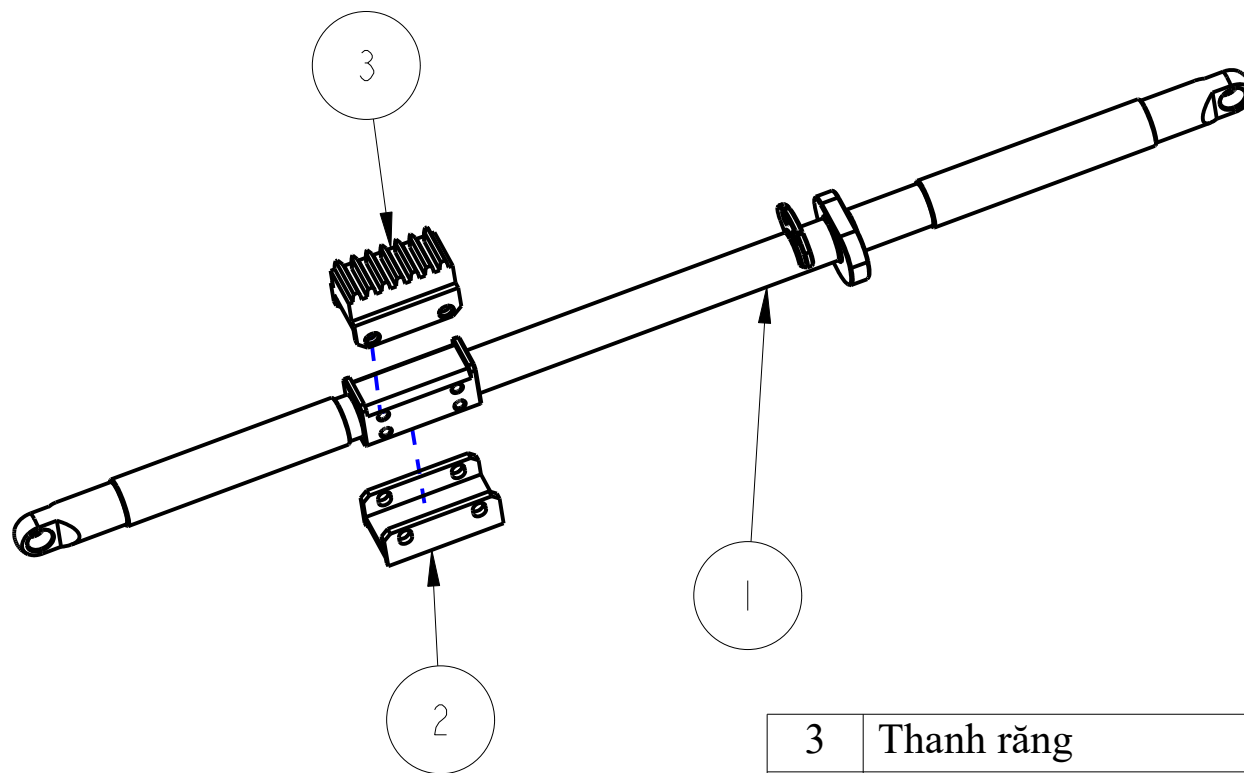
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Con lăn bánh lệch tâm
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép
		Tỉ lệ: 2.000
		Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

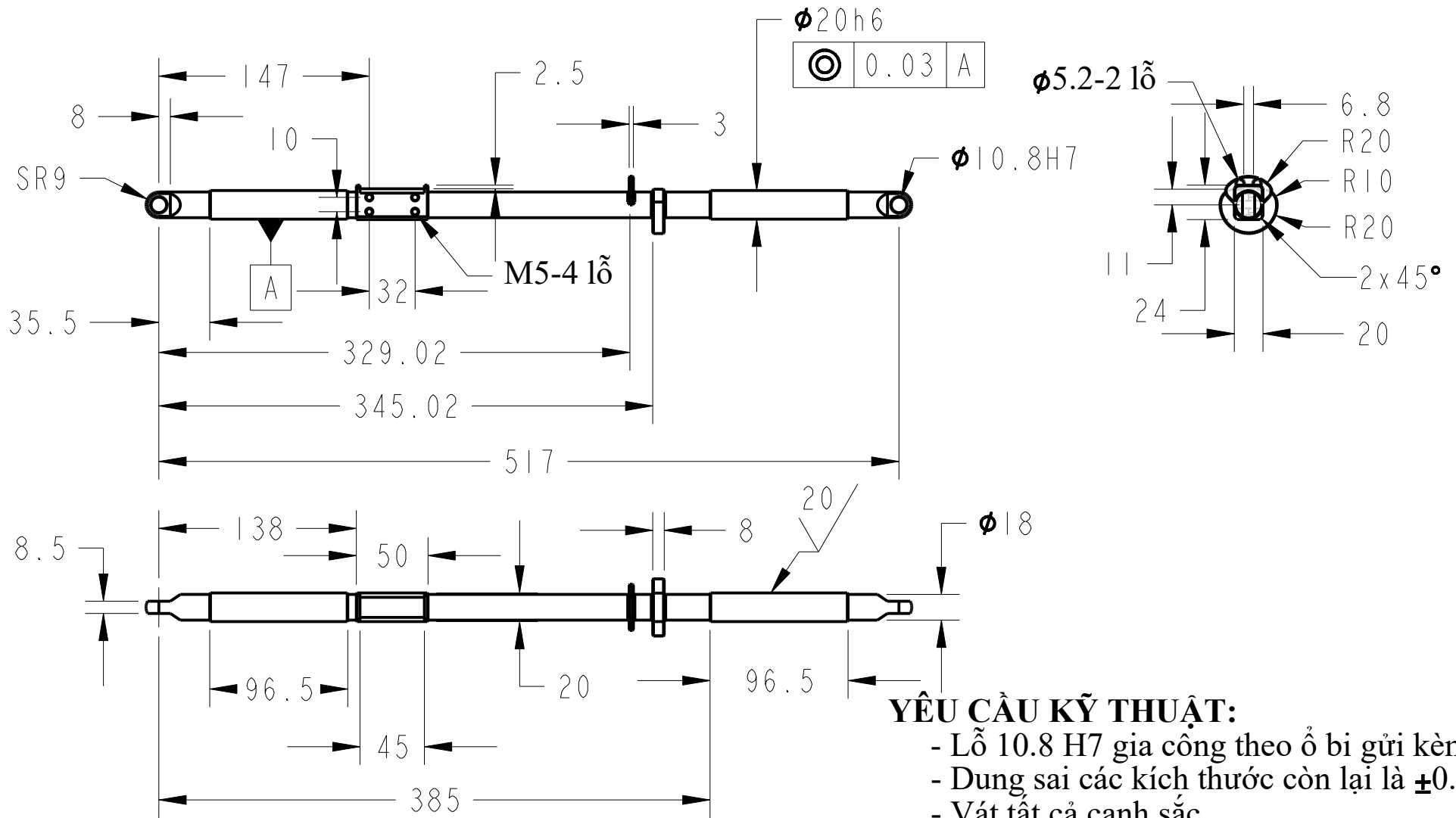
- Gia công then hoa theo đúng vị trí, hướng
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc
- Nhiệt luyện sau khi gia công

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Tay quay	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01

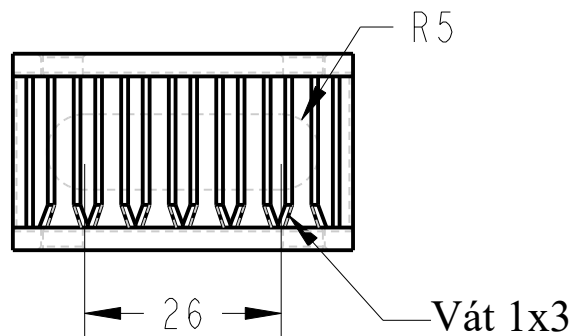
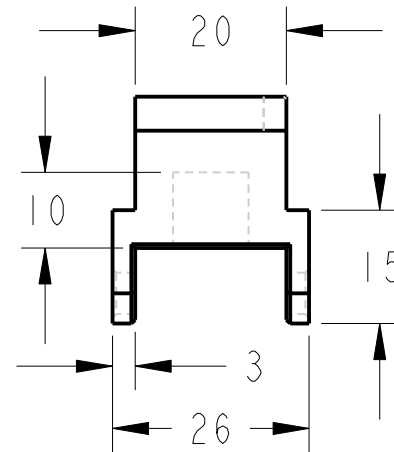
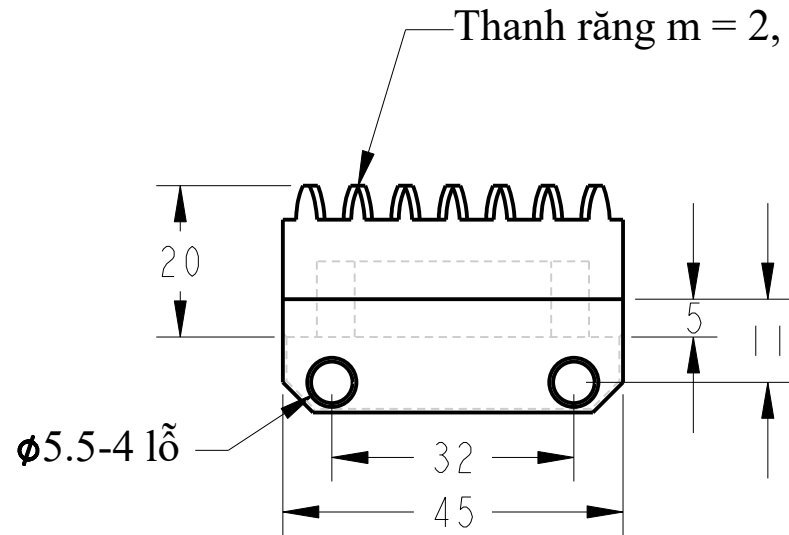


3	Thanh răng	1	THÉP	
2	Tấm lót chống xoay	1	THÉP	
1	Trục chính	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm trục chính		
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH				Tỉ lệ: 0.330
				Số lượng: 01



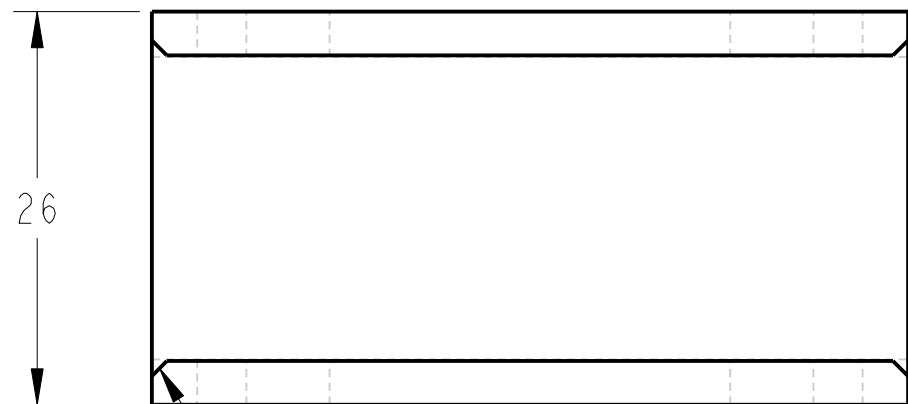
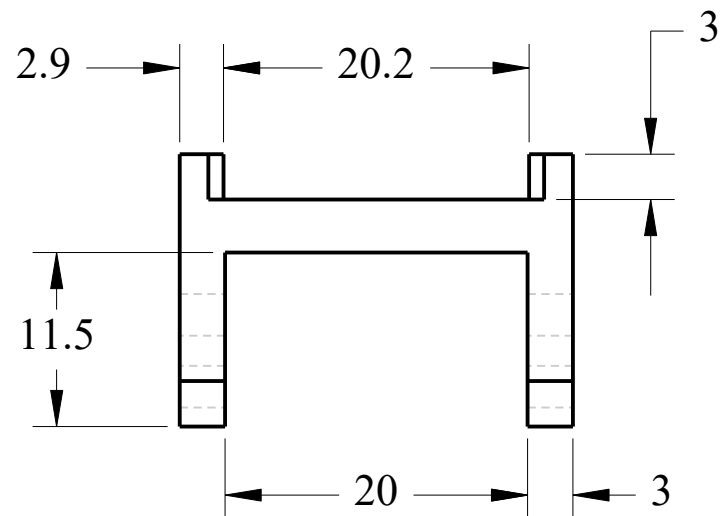
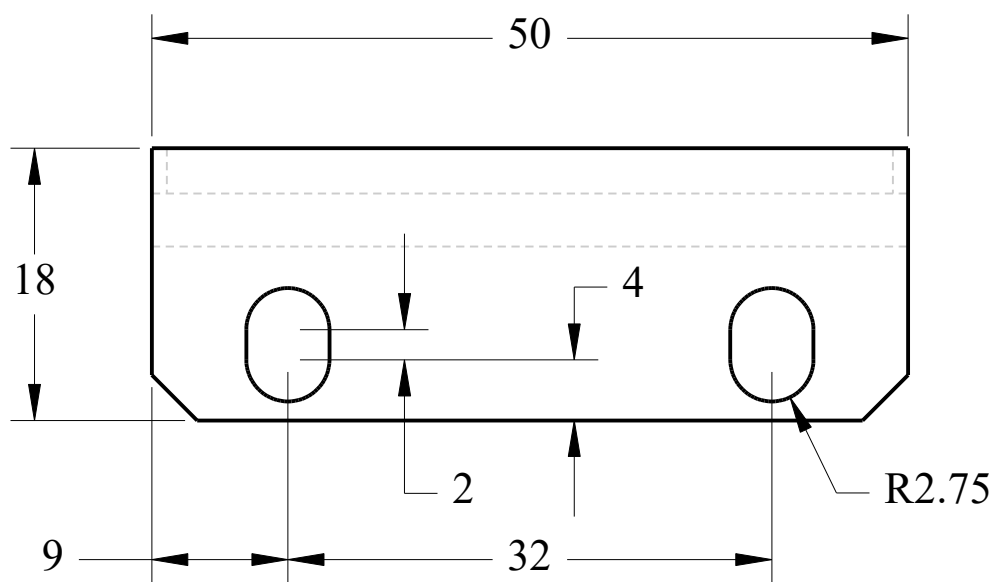
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Trục chính	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.250
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Thanh răng	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01

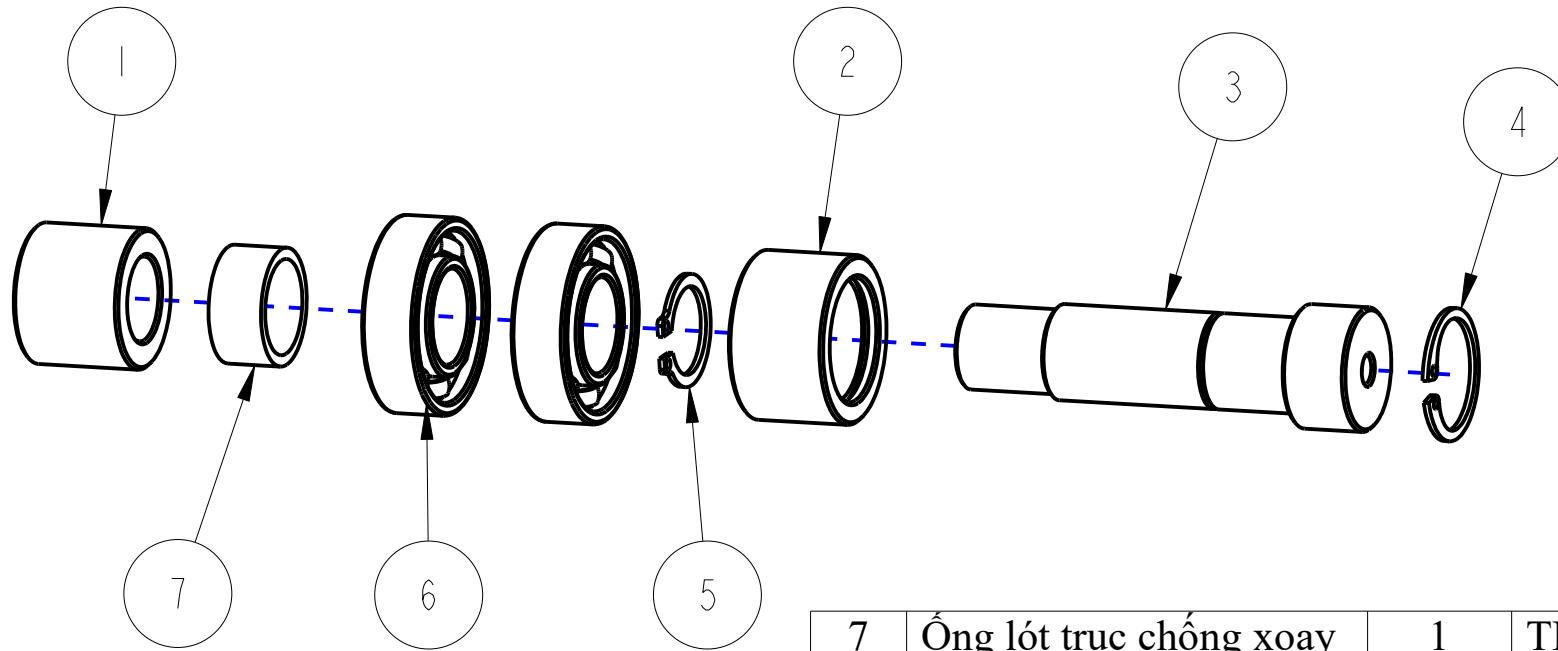


Vát 1x45°

YÊU CẦU KỸ THUẬT:

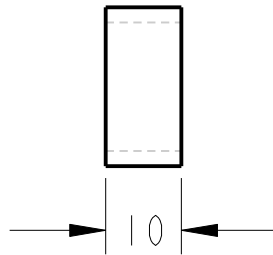
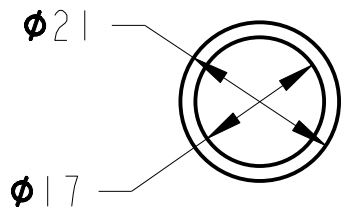
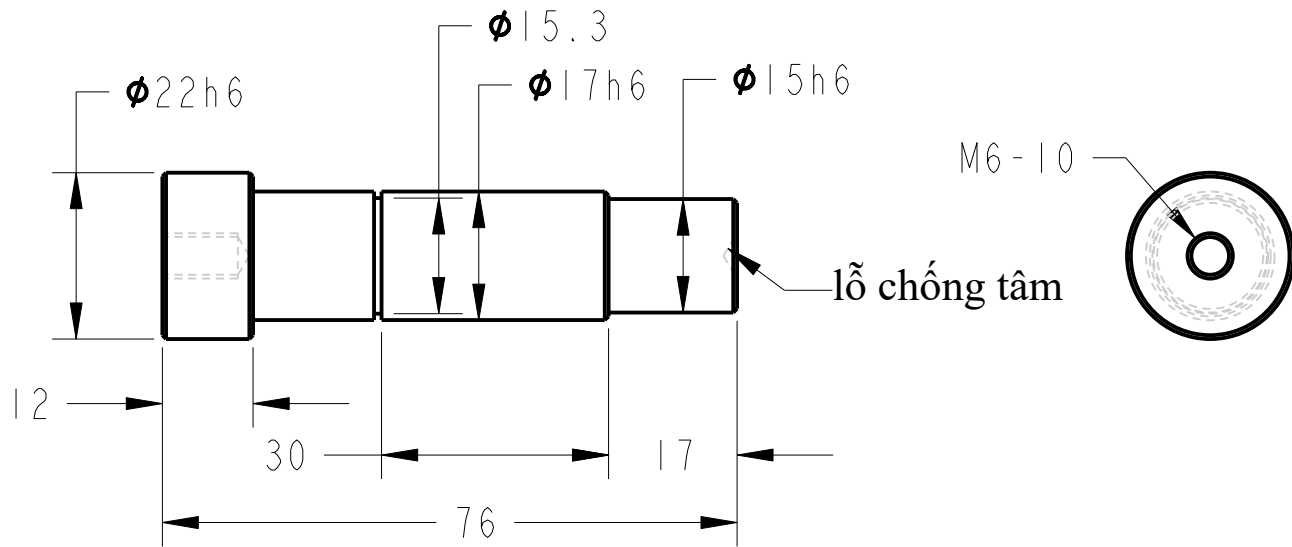
- Nhiệt luyện sau khi gia công
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Tấm lót chống xoay	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



7	Ống lót trục chống xoay	1	THÉP	
6	Ổ bi 6003	2	THÉP	
5	Phe ngoài 17	1	THÉP	
4	Phe trong 22	1	THÉP	
3	Trục chống xoay	1	THÉP	
2	Moay ơ chống xoay A	1	THÉP	
1	Moay ơ chống xoay B	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

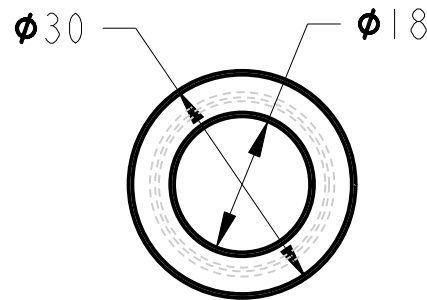
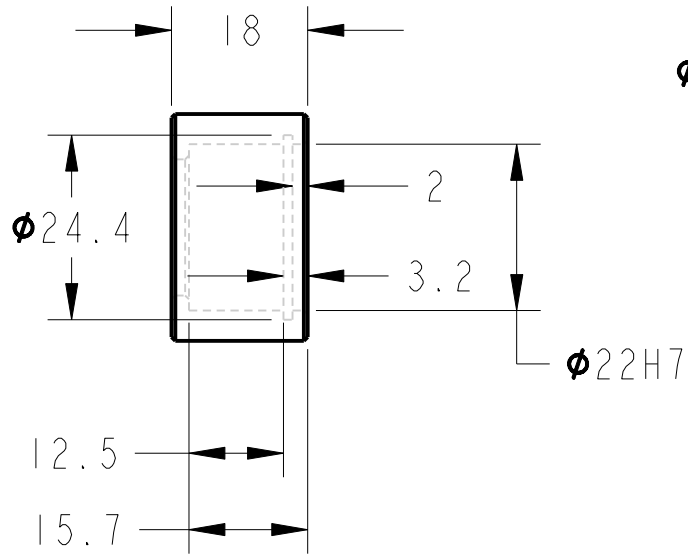
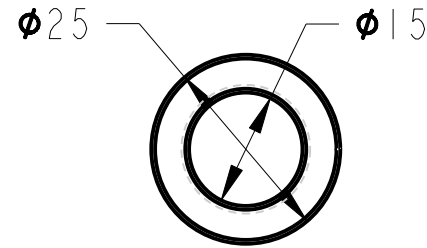
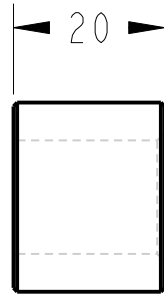
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm trục chống xoay
Kiểm tra		
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Tỷ lệ: 0.750 Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

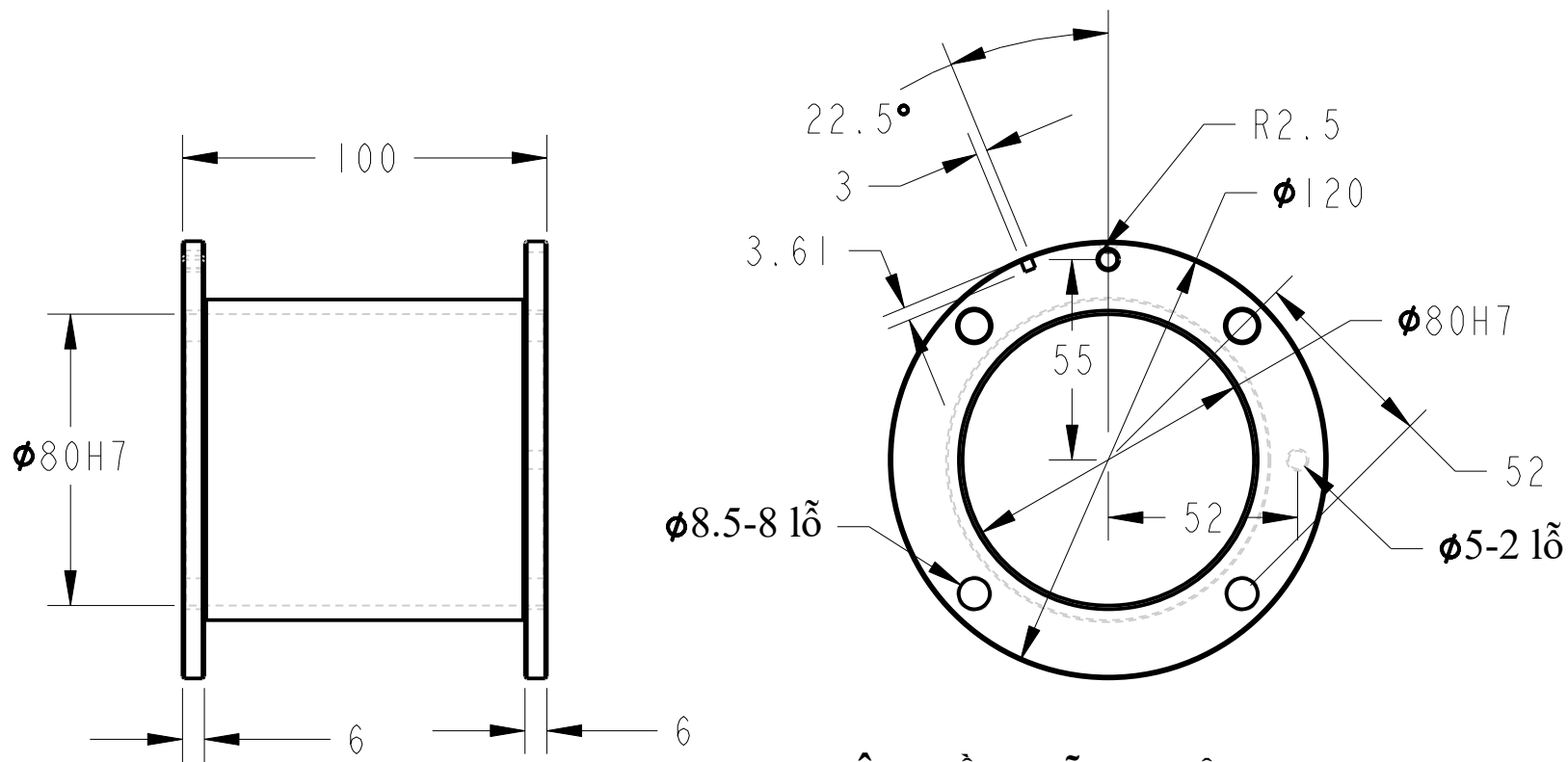
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Trục chống xoay và ống lót	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

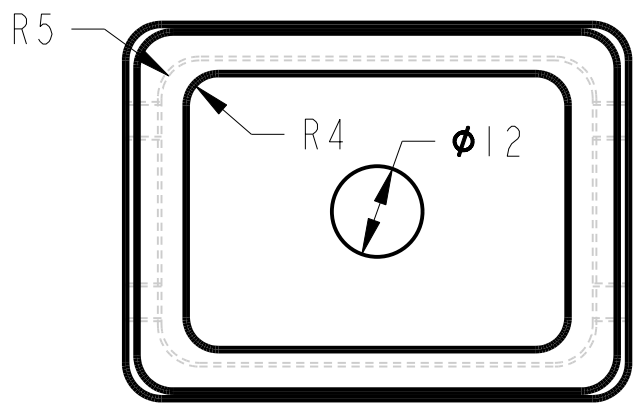
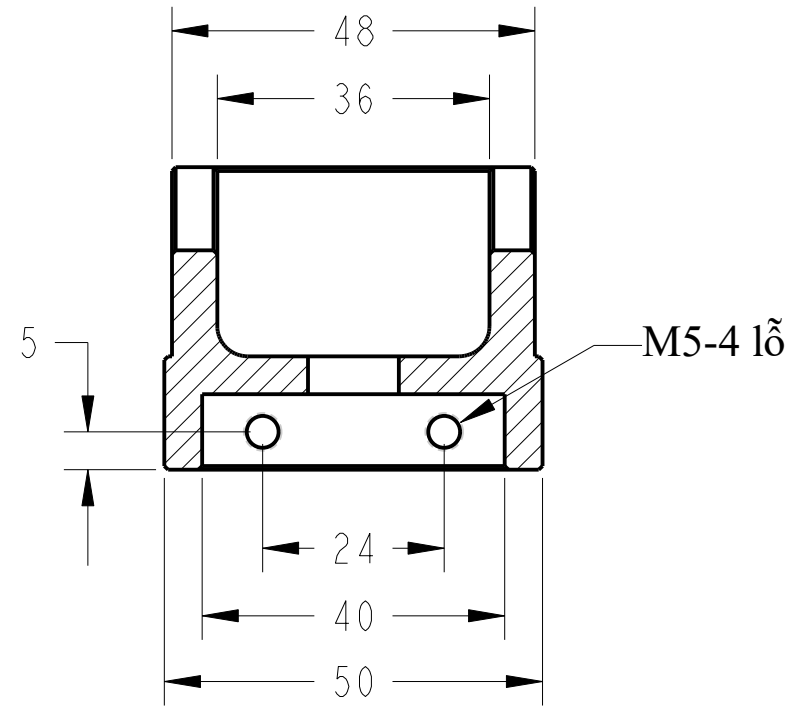
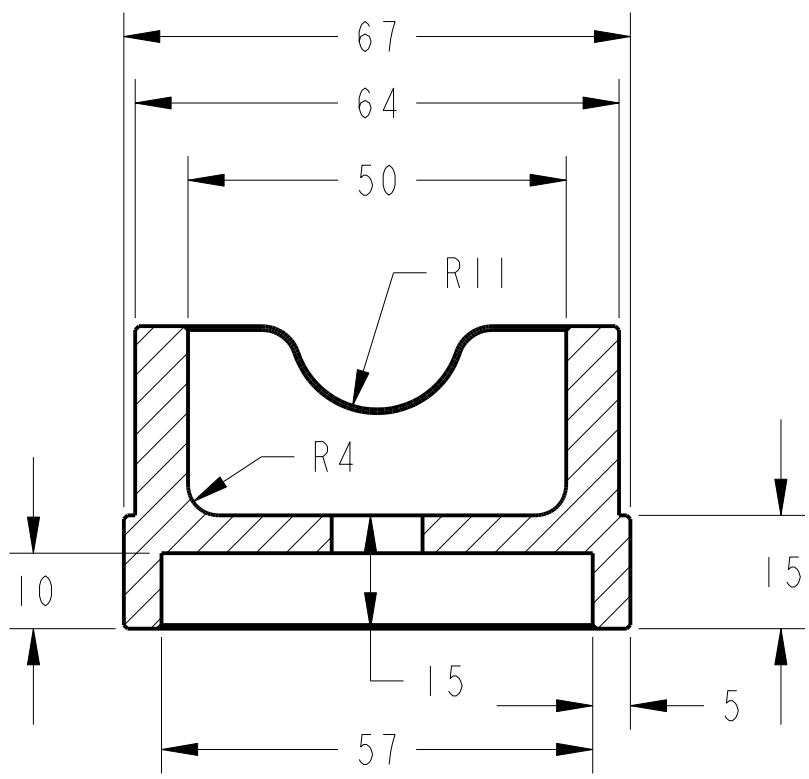
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Moay ơ chống xoay	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Gia công đúng hướng, vị trí các lỗ, hốc, rãnh
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

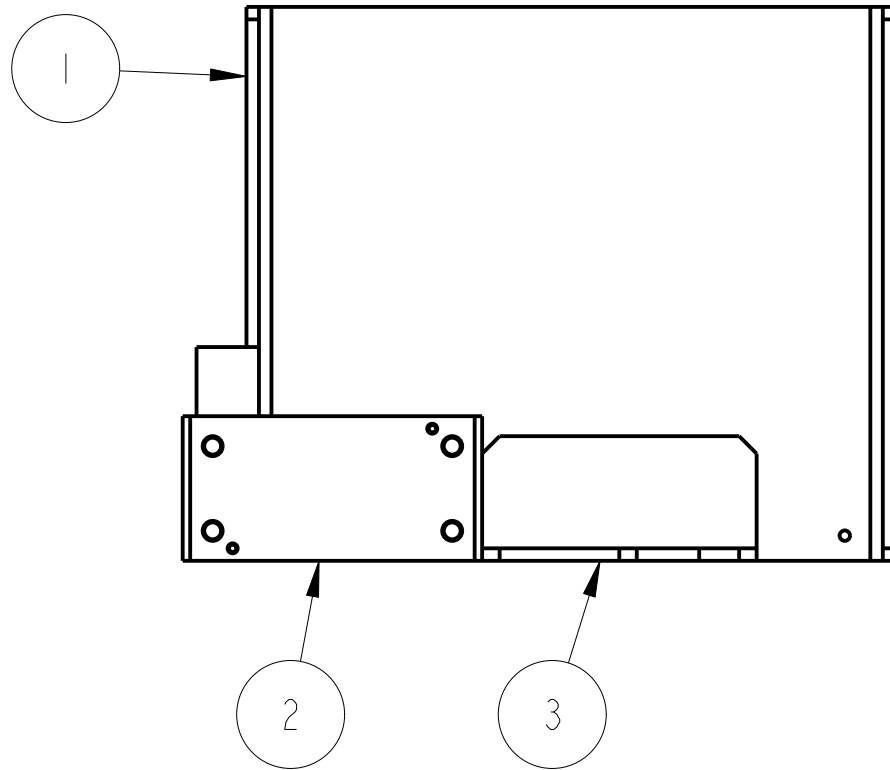
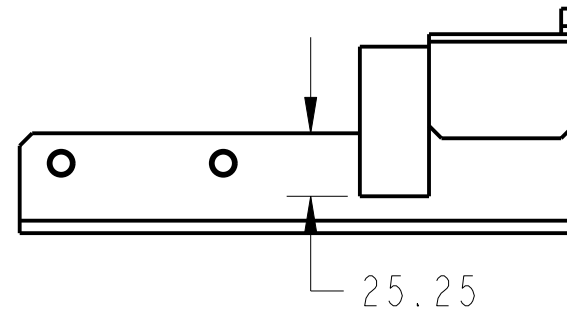
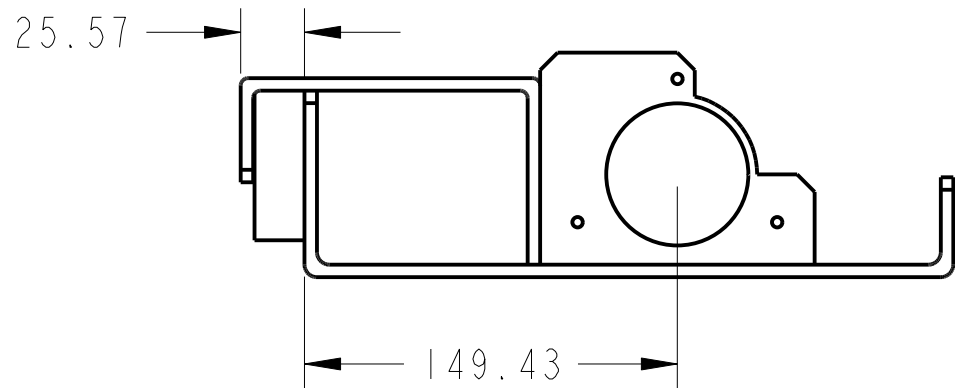
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khoang máy phát				
Kiểm tra						
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép <table border="1" style="float: right;"> <tr> <td>Tỉ lệ:</td> <td>0.500</td> </tr> <tr> <td>Số lượng:</td> <td>01</td> </tr> </table>	Tỉ lệ:	0.500	Số lượng:	01
Tỉ lệ:	0.500					
Số lượng:	01					



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

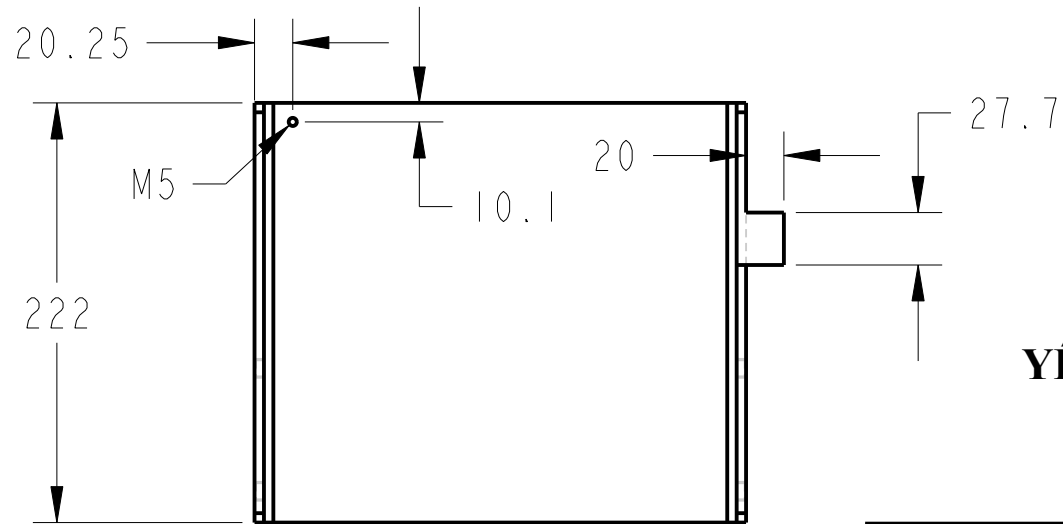
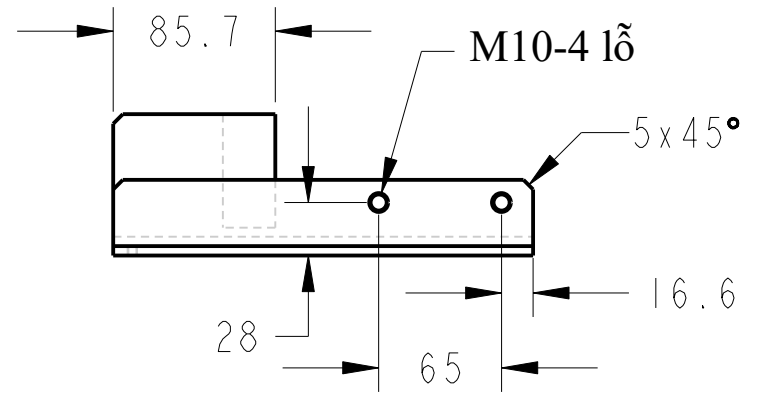
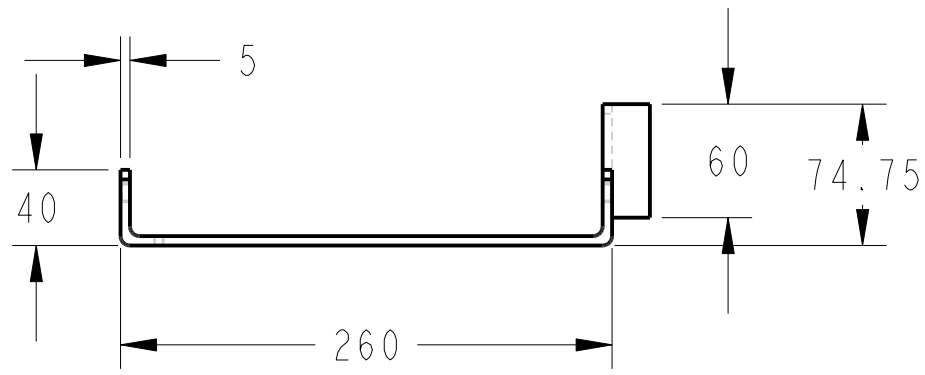
- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Giới hạn hành trình	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Nhựa PU	Tỉ lệ: 1.000
			Số lượng: 01



3	Pát motor khởi động	1	THÉP	
2	Pát moay ơ khởi động	1	THÉP	
1	Khung U260	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

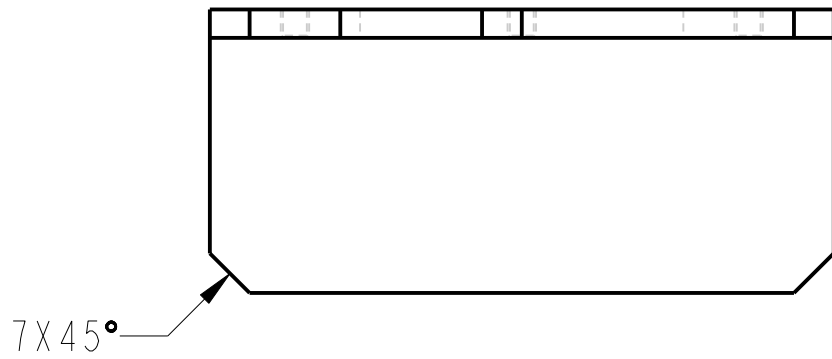
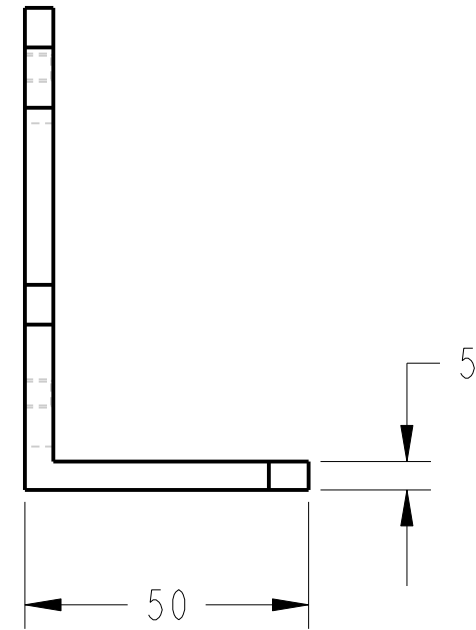
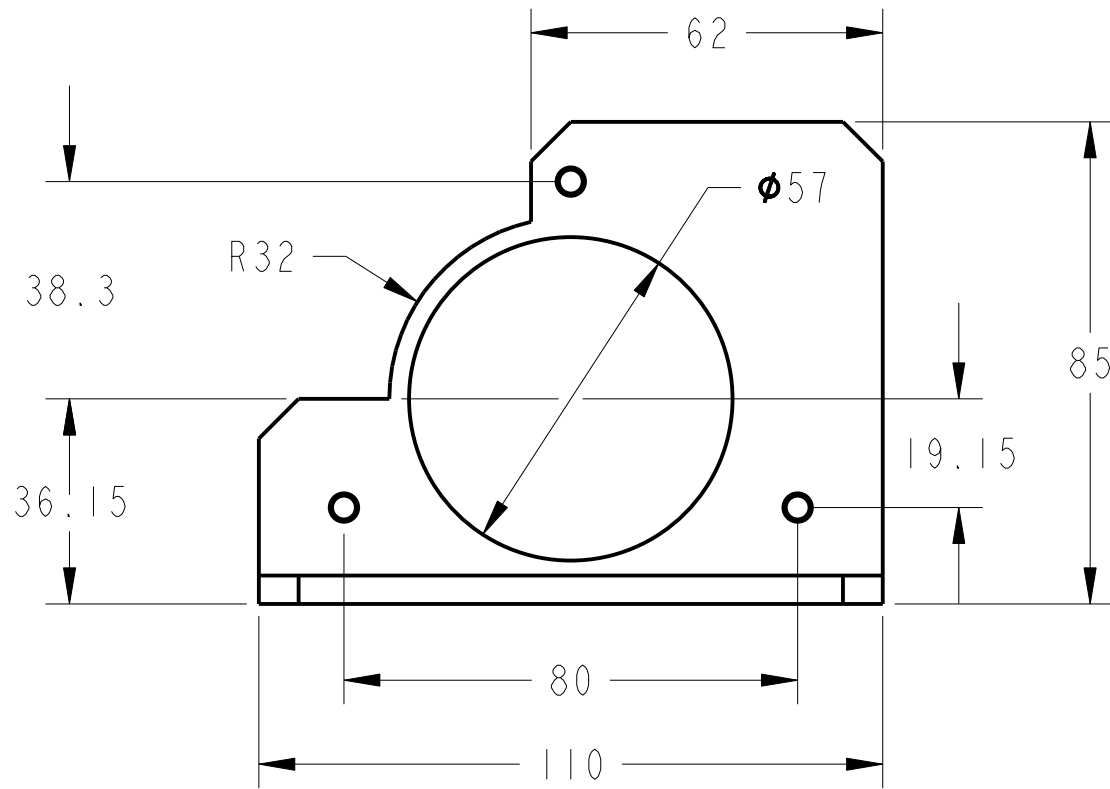
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm pát motor khởi động		
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ:	0.330
			Số lượng:	



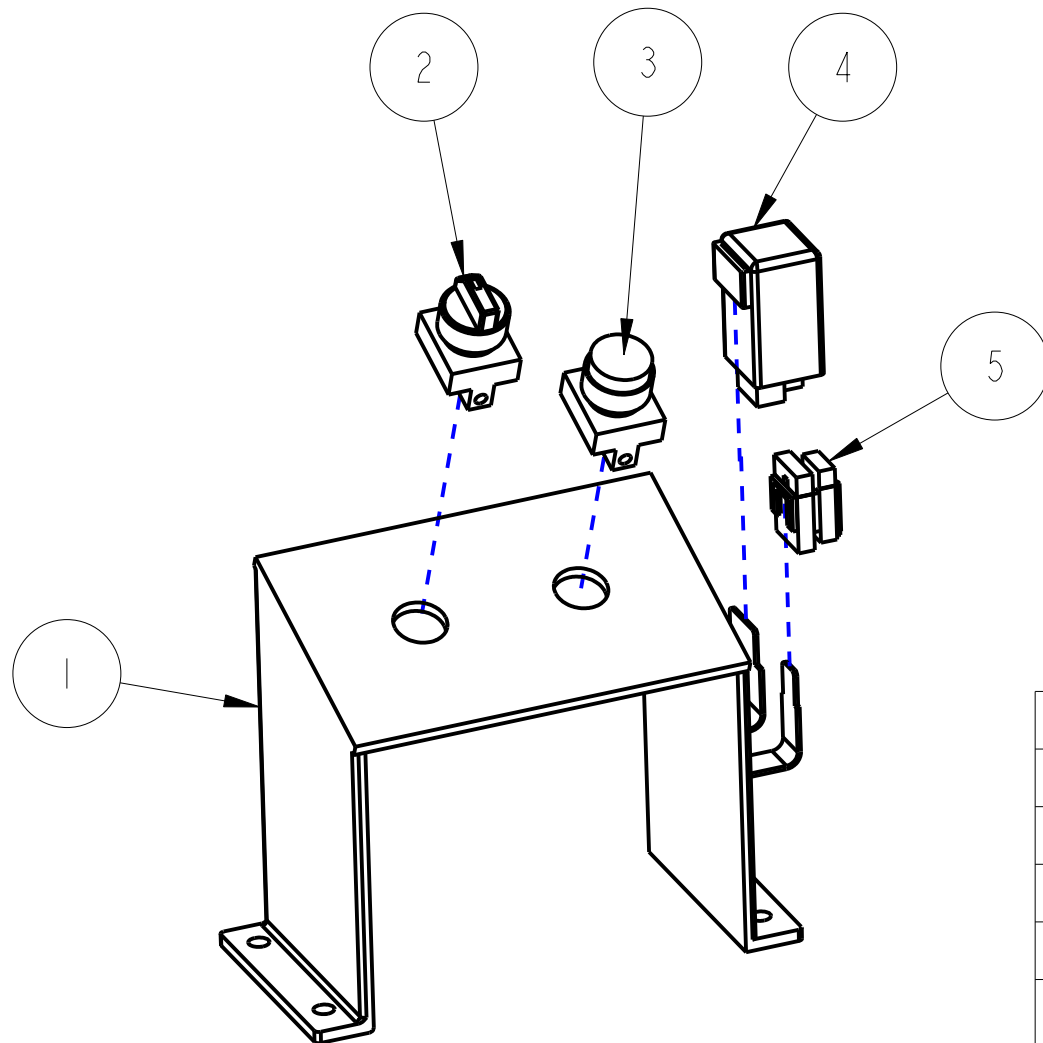
YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khung U260	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.250
			Số lượng: 01

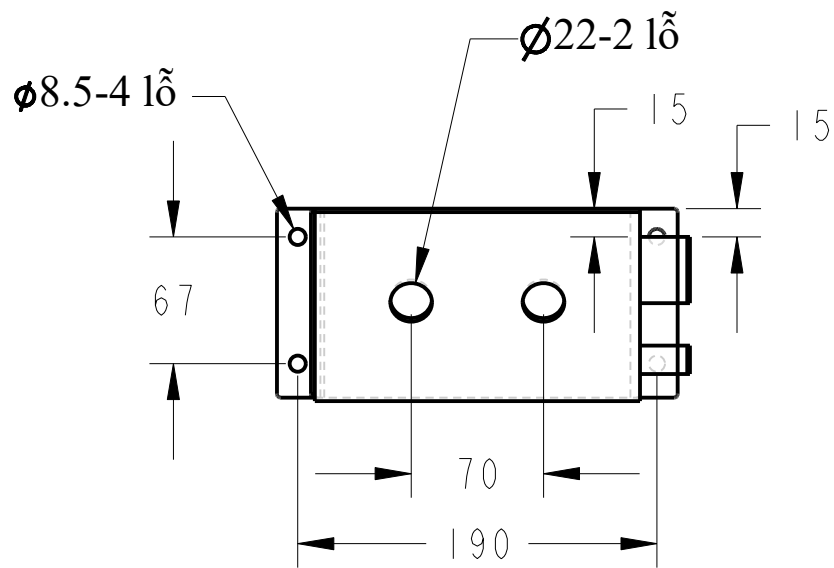
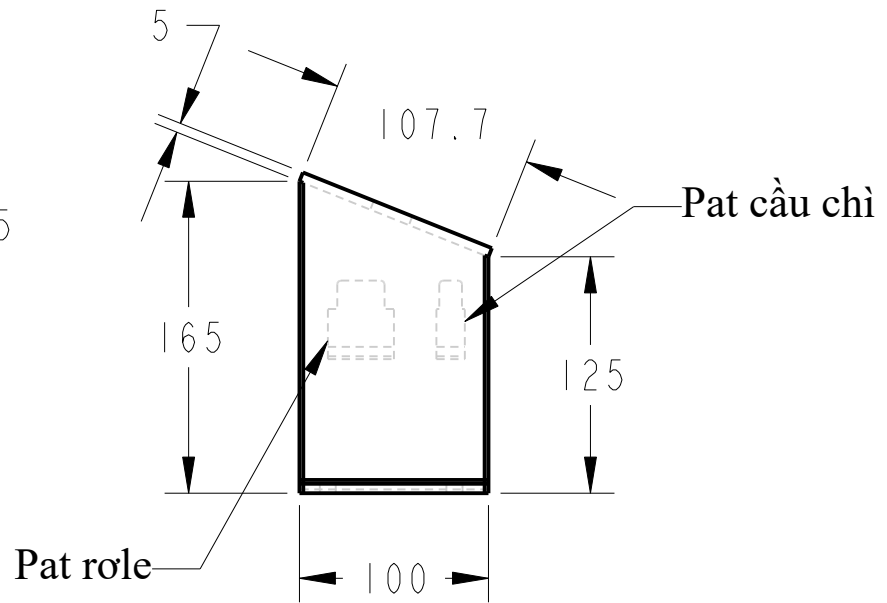
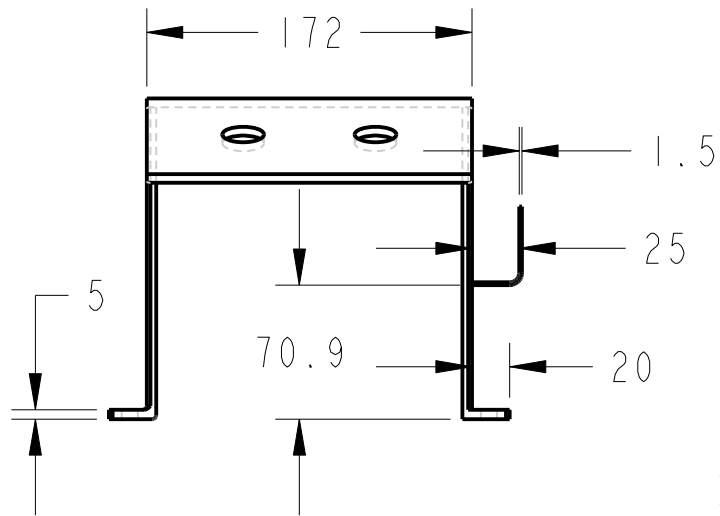


Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Pát motor khởi động	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.750
			Số lượng: 01



5	Cụm cầu chì	1	NHỰA	
4	Role nguồn	1	NHỰA	
3	Nút nhấn khởi động	1	NHỰA	
2	Công tắc nguồn	1	NHỰA	
1	Pát bảng điều khiển	1	THÉP	
STT	TÊN CHI TIẾT	SỐ LƯỢNG	VẬT LIỆU	GHI CHÚ

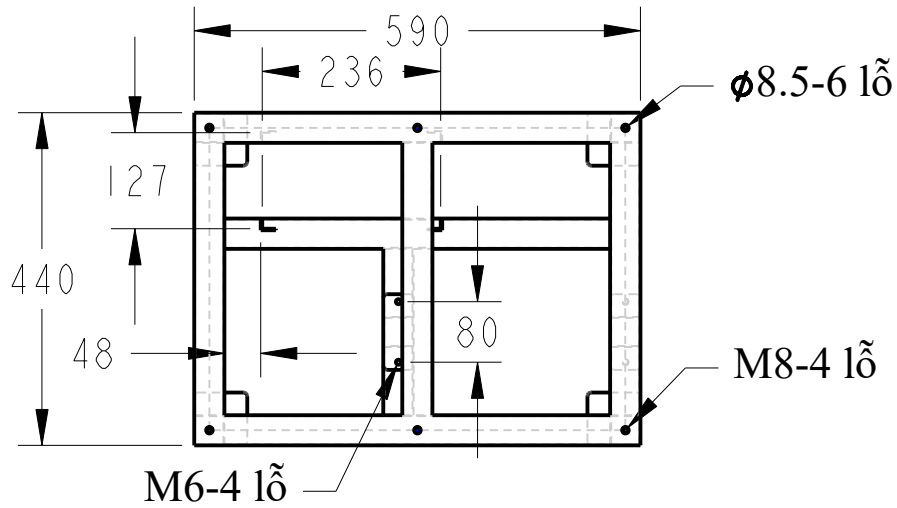
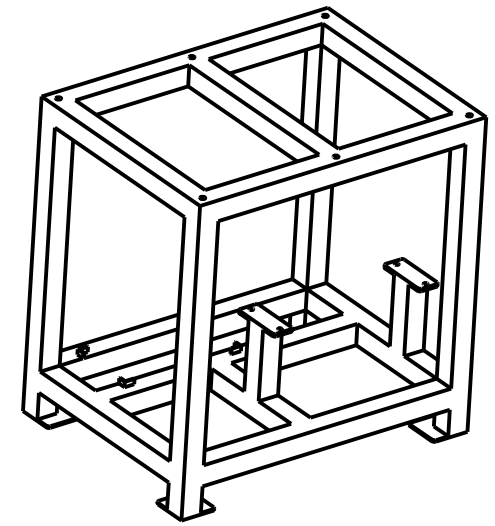
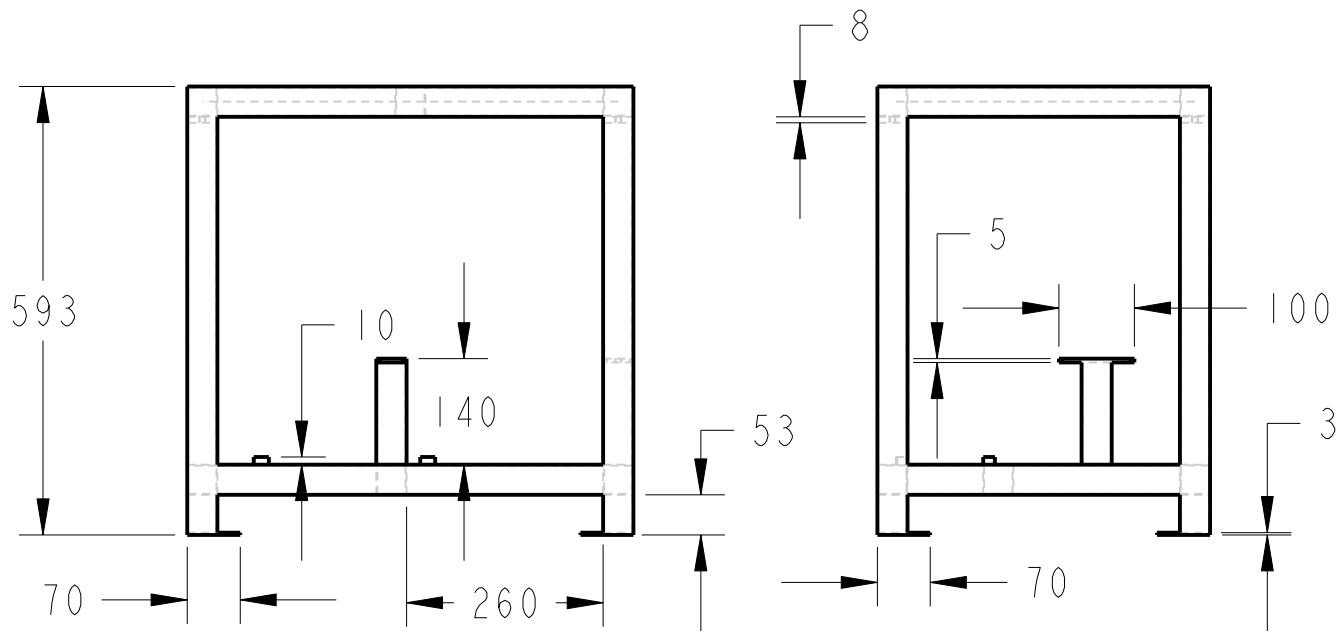
Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Cụm bảng điều khiển		
Kiểm tra				
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH				Tỉ lệ: 0.330
				Số lượng: 01



YÊU CẦU KỸ THUẬT:

- Dung sai các kích thước còn lại là ± 0.1
- Vát tất cả cạnh sắc

Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Pát bảng điều khiển	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.250
			Số lượng: 01



Người vẽ	Nguyễn Huỳnh Thi	Khung lắp động cơ	
Kiểm tra			
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH		Thép	Tỉ lệ: 0.100
			Số lượng: 01